



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

JEŘÁBOVÁ KOČKA

TRAVELLING CRAB

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Emil Pokorný

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Emil Pokorný**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Stavba a provoz strojů
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jiří Malášek, Ph.D.**
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Jeřabová kočka

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukční návrh a výpočet zdvihového ústrojí jeřabové kočky.

Technické parametry:

- nosnost 25 000 kg,
- zdvih 18 m,
- rychlost zdvihu 0,07 m.s⁻¹,
- rychlost pojezdu 0,35 m.s⁻¹.

Cíle bakalářské práce:

Provést výpočet hlavních rozměrů pro zadané parametry.

Provést pevnostní výpočet kladnice.

Vypracovat výkresovou dokumentaci sestavy kladnice s kusovníkem.

Nakreslit detaily: lanová kladka, příčník, matice háku, čep.

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.).

Konstruování strojních součástí. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 9788021426290.

BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. Teória a stavba zdvíhacích a dopravných zariadení. Vyd. 1. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 9788055311876.

POLÁK, Jaromír, Jiří PAVLIŠKA a Aleš SLÍVA. Dopravní a manipulační zařízení I. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2001. ISBN 8024800438.

KOVÁČ, Milan a Vladimír KLAPITA. Manipulácia s materiálom v doprave. 1. vyd. V Žiline: EDIS, 2003. ISBN 8080701741.

LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření. 1. vyd. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 8086490742.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá výpočtem a návrhem zdvihového ústrojí jeřábové kočky o nosnosti 25 000 kg. V práci jsou navrženy prvky lanového systému, mezi které patří lano, kladky a lanový buben. Součástí práce je také pevnostní výpočet kladnice a návrh jednotlivých komponent pohonu zdvihového ústrojí jako jsou motor, převodovka a brzda. Výstupem práce je vypracovaná výkresová dokumentace zahrnující výkres sestavy kladnice a výkresy vybraných detailů.

KLÍČOVÁ SLOVA

jeřábová kočka, zdvihové ústrojí, nosnost, kladnice, pevnostní výpočet, čep kladek, příčník, bočnice, matice háku, jeřábový hák, pohon, výkresová dokumentace

ABSTRACT

This thesis deals with calculation and proposal hoisting mechanism of travelling crab with lifting capacity of 25 000 kg. In this thesis are proposed elements of rope system, which include rope, pulleys and rope drum. Part of the thesis is also the strength calculation of the sheave block and proposal of individual components of the lifting mechanism drive such as engine, gearbox and brake. The output of this thesis is a drawing documentation including drawing of the sheave block assembly and drawings of selected details.

KEYWORDS

travelling crab, hoisting mechanism, lifting capacity, sheave block, strength calculation, journal of pullies, crossbeam, side plate, hook nut, crane hook, driving mechanism, drawing documentation

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

POKORNÝ, Emil. *Jeřábová kočka*. Brno, 2019. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/116868>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Jiří Malášek.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jiřího Maláška, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2019

.....

Emil Pokorný

PODĚKOVÁNÍ

Touto cestou bych chtěl poděkovat vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Jiřímu Maláškovi, Ph.D. za odborné vedení a cenné rady při tvorbě bakalářské práce. Poděkování patří také mé rodině a mým přátelům za jejich podporu, kterou mi po dobu mého bakalářského studia poskytovali.

OBSAH

Úvod	11
1 Zatřídění jeřábu.....	12
1.1 Zadané parametry	12
1.2 Skupinová klasifikace jeřábu jako celku dle normy ČSN ISO 4301-1.....	12
1.3 Klasifikace mechanismu dle normy ČSN ISO 4301-1	12
2 Koncepce zdvihového ústrojí	13
3 Lanový převod.....	14
3.1 Kladkostroj.....	14
3.1.1 Převod kladkostroje	14
3.1.2 Účinnost kladkostroje	15
3.2 Lano	15
3.2.1 Výpočet lana za využití normy ČSN 27 0100	15
3.2.2 Volba lana.....	16
3.2.3 Výpočet lana za využití norem ČSN EN 13001-2 a ČSN EN 13001-3-2	17
3.3 Vodící kladky a vyrovnávací kladka.....	20
3.3.1 Výpočetní součinitel kladek	20
3.3.2 Základní teoretický průměr vodící kladky.....	20
3.3.3 Jmenovitý průměr vodící kladky	20
3.3.4 Základní teoretický průměr vyrovnávací kladky.....	20
3.3.5 Jmenovitý průměr vyrovnávací kladky	21
3.3.6 Rozměry drážkování kladek	21
4 Lanový buben	22
4.1 Rozměrový návrh lanového bubnu	22
4.1.1 Výpočetní součinitel bubnu	22
4.1.2 Jmenovitý průměr lanového bubnu	22
4.1.3 Průměr lanového bubnu pod lanem	22
4.1.4 Navíjená délka lana v jedné větvi lanového systému	23
4.1.5 Počet závitů bubnu pro jednu větev lanového systému	23
4.1.6 Rozměry drážkování lanového bubnu	23
4.1.7 Délka ½ závitové části lanového bubnu	23
4.1.8 Délka krajní hladké části lanového bubnu.....	24
4.1.9 Celková délka lanového bubnu.....	24
4.1.10 Tloušťka stěny lanového bubnu	24
4.2 Pevnostní kontrola lanového bubnu.....	25
4.2.1 Namáhání ohybem.....	25

4.2.2	Namáhání krutem	26
4.2.3	Napětí od vnějšího přetlaku	27
4.2.4	Redukované napětí podle hypotézy HMM	27
5	Kladnice	28
5.1	Čep	28
5.1.1	Maximální ohybový moment čepu	28
5.1.2	Stanovení minimálního průměru čepu	30
5.1.3	Ohybové napětí působící na čep	30
5.1.4	Smykové napětí působící na čep	30
5.1.5	Kontrola čepu podle hypotézy HMM	31
5.2	Příčník	31
5.2.1	Ohybové momenty příčníku	32
5.2.2	Stanovení průměru postranních čepů	33
5.2.3	Stanovení rozměrů příčníku	33
5.3	Bočnice	34
5.3.1	Stanovení rozměrů bočnice	34
5.4	Hák	36
5.4.1	Rozměry zvoleného háku	36
5.4.2	Stanovení minimálního průměru dřívku	36
5.4.3	Stanovení rozměrů závitu háku	37
5.5	Ložiska	37
5.5.1	Radiální ložiska pro uložení kladek	37
5.5.2	Axiální ložisko pro uložení háku	39
6	Pohon zdvihového ústrojí	41
6.1	Motor	41
6.1.1	Otáčky lanového bubnu	41
6.1.2	Celková mechanická účinnost zdvihového ústrojí	41
6.1.3	Výkon motoru	41
6.1.4	Volba elektromotoru	42
6.2	Převodovka	42
6.2.1	Převod mezi elektromotorem a lanovým bubnem	42
6.2.2	Volba převodovky	43
6.2.3	Kontrola zdvihové rychlosti	43
6.3	Kontrola rozběhu motoru	44
6.3.1	Statické a setrvačné momenty redukované na rychloběžnou hřídel	44
6.3.2	Kontrola rozběhového momentu motoru	46

6.4	Brzda	46
6.4.1	Statický moment břemene redukovaný na hřídel brzdy	46
6.4.2	Potřebný brzdňý moment	47
6.4.3	Volba brzdy	47
7	Konstrukční řešení kladnice	48
7.1	Sestava kladnice	48
7.2	Čep	49
7.3	Vodící kladky	49
7.4	Příčník	50
7.5	Bočnice	50
7.6	Jednoduchý jeřábový hák	51
7.7	Matice	51
7.8	Krytování vodících kladek	52
	Závěr	53
	Seznam použitých zkratk a symbolů	56
	Seznam příloh	61

ÚVOD

Cílem této bakalářské práce je návrh základních rozměrů zdvihového ústrojí jeřábové kočky na základě zadaného zdvihu, zdvihové rychlosti a potřebné nosnosti. Vzhledem ke specifickému zadání bakalářské práce, lze předpokládat, že jednotlivé části jsou vyráběny kusově a jejich rozměry jsou voleny na základě výpočtů.

Zdvihové ústrojí je umístěno na mostovém jeřábu s hákem v kryté hale, který se vyskytuje ve středním provozu.

Samotné zdvihové ústrojí je nedílnou součástí všech manipulačních strojů. Jedná se o mechanismus, který slouží ke zvedání a spouštění břemene ve vymezeném zdvihu. Zdvihové ústrojí je tvořeno z několika komponent a na mostových jeřábech bývá umístěno na jeřábové kočce. Jednou z nejdůležitějších částí je asynchronní motor, který tvoří základ pohonu. Mezi další komponenty zdvihového ústrojí patří spojky, brzda, převodovka a lanový buben, na kterém je zavěšena kladnice za pomoci ocelového lana. Mezi důležité části kladnice patří čep, vodící kladky, bočnice a hák zajišťující uchopení břemen, který je umístěn v příčniku.

Práce obsahuje návrh lanového převodu zahrnujícího volbu kladkostroje, lana a kladek. Dále obsahuje pevnostní výpočty lanového bubnu, kladnice a vhodnou volbu ložisek, motoru, převodovky a brzdy. Na závěr je provedena výkresová dokumentace sestavy kladnice a vybraných detailů.

1 ZATŘÍDĚNÍ JEŘÁBU

Jeřáb je umístěn v uzavřené hale, kde je využíván k manipulaci břemen o maximální hmotnosti 25 000 kg. Z velké části se jedná o manipulace při montážích, během kterých přemísťovaná břemena dosahují střední nosnosti jeřábu, a v ojedinělých případech může být jeřáb vystaven i maximálnímu povolenému zatížení.

1.1 ZADANÉ PARAMETRY

nosnost kočky	25 000 kg
zdvih	18 m
rychlost zdvihu	0,07 m.s ⁻¹
rychlost pojezdu	0,35 m.s ⁻¹

1.2 ŠKUPINOVÁ KLASIFIKACE JEŘÁBU JAKO CELKU DLE NORMY ČSN ISO 4301-1

[8]

třída využívání jeřábu	U ₅ (pravidelné využívání středního stupně)
stav zatěžování jeřábu	Q2 (střední)
skupinová klasifikace jeřábu	A5 (stanoveno na základě třídy využívání a stavu zatěžování jeřábu)

1.3 KLASIFIKACE MECHANISMU DLE NORMY ČSN ISO 4301-1

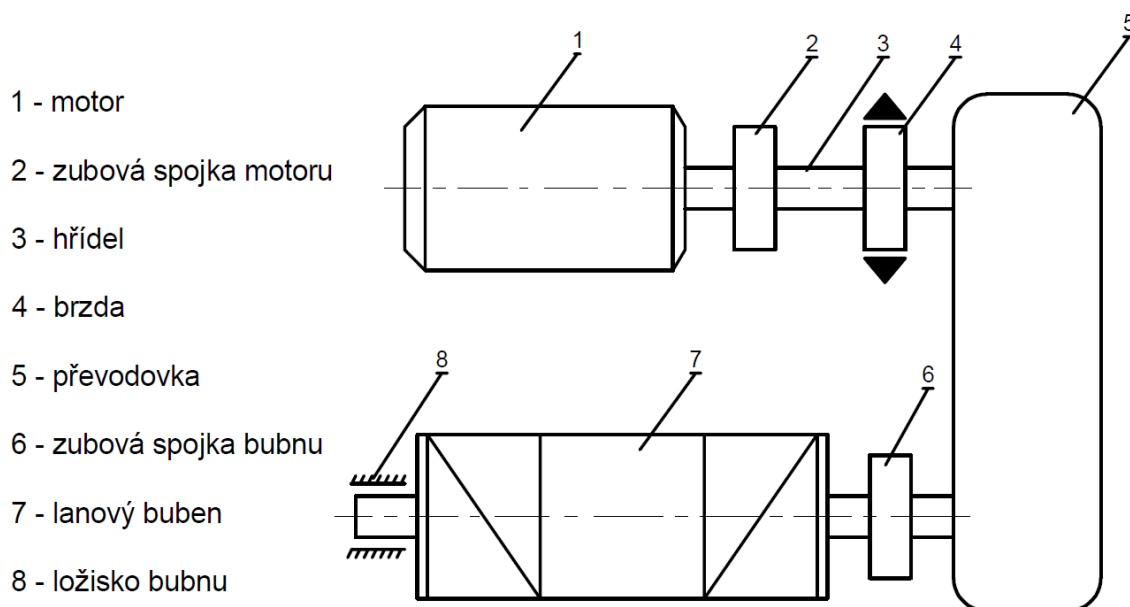
[8]

třída využívání mechanismu	T ₅ = 6 300 hod (pravidelné přerušované využívání)
stav zatěžování mechanismu	L2 (střední)
klasifikace mechanismu	M5 (stanoveno na základě třídy využívání a stavu zatěžování mechanismu)

2 KONCEPCE ZDVIHOVÉHO ÚSTROJÍ

Při výběru nejvhodnější koncepční varianty zdvihového ústrojí je důležité vycházet z požadavků uvedených v zadání této bakalářské práce a také z faktu, že zdvihové ústrojí je tvořeno z konstrukčních částí, které budou voleny podle výsledků z provedených výpočtů.

Lze říci, že základem koncepce zdvihového ústrojí je trojfázový asynchronní elektromotor (Obr. 2-1, poz. 1), od kterého je krouticí moment veden pomocí zubové spojky motoru (Obr. 2-1, poz. 2), hřídele (Obr. 2-1, poz. 3) a přes dvoučelistovou brzdu (Obr. 2-1, poz. 4) do převodovky (Obr. 2-1, poz. 5). Dále je krouticí moment veden přes speciální zubovou spojku (Obr. 2-1, poz. 6) do lanového bubnu (Obr. 2-1, poz. 7), který je uložen ve dvouřadém soudečkovém ložisku (Obr. 2-1, poz. 8).



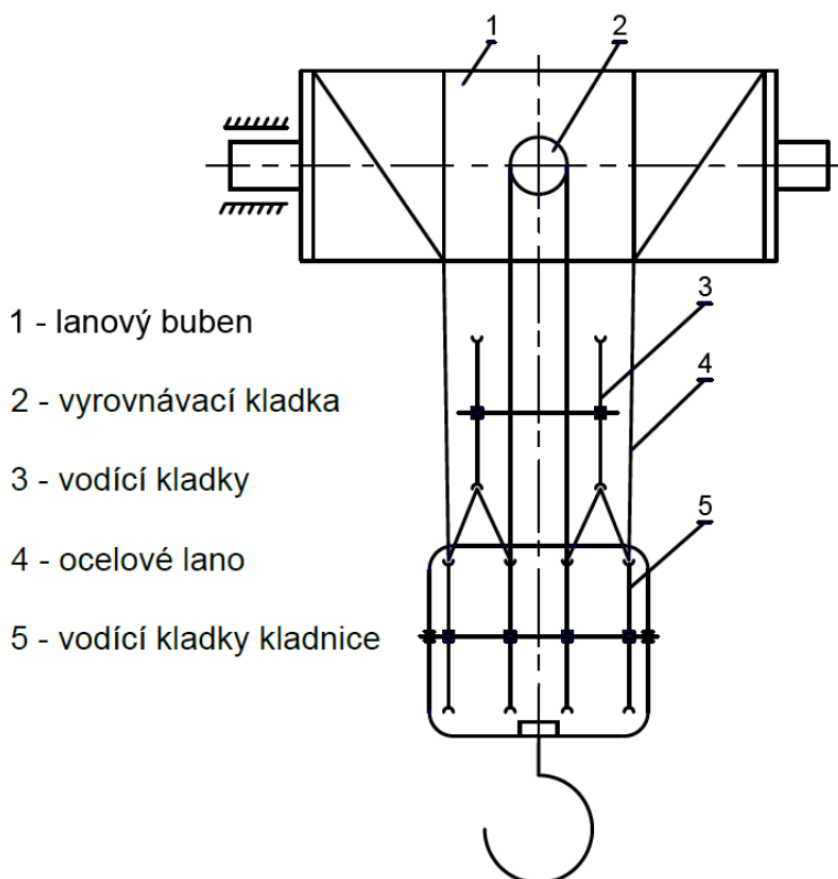
Obr. 2-1 Schéma vybrané koncepční varianty zdvihového ústrojí.

3 LANOVÝ PŘEVOD

Lanový převod je opásaný převod, u kterého plní funkci tažného členu lano a principově je shodný s řemenovým převodem.

3.1 KLDKOSTROJ

Kladkostroje se obecně z hlediska pohonu dělí na ruční a elektrické. U navrhovaného zdvihového ústrojí je zřejmé, že se jedná o kladkostroj poháněný elektrickým pohonem. Návrh je proveden podle [1], [10].



Obr. 3-1 Schéma vybrané koncepční varianty kladkostroje.

3.1.1 PŘEVOD KLDKOSTROJE

[1], str. 56

$$i_{kl} = \frac{n}{z} \quad [-] \quad (3.1)$$

$$i_{kl} = \frac{8}{2}$$

$$i_{kl} = 4$$

Kde: n $[-]$ počet nosných průřezů lana, z obr. 3-1
 z $[-]$ počet větví lanového systému, z obr. 3-1

3.1.2 ÚČINNOST KLADKOSTROJE

[10], str. 13

$$\eta_{\text{tot}} = \frac{(\eta_s)^{n_s}}{i_{\text{kl}}} \cdot \frac{1 - (\eta_s)^{i_{\text{kl}}}}{1 - \eta_s} \quad [-] \quad (3.2)$$

$$\eta_{\text{tot}} = \frac{(0,985)^4}{4} \cdot \frac{1 - (0,985)^4}{1 - 0,985}$$

$$\eta_{\text{tot}} = 0,978$$

Kde: n_s [-] počet pevných kladek mezi bubnem a pevnou částí (voleno)
 i_{kl} [-] převod kladkostroje, z rovnice (3.1)
 η_s [-] účinnost kladky - pro kladku uloženou na valivých ložiskách je stanovena účinnost $\eta_s = 0,985$, dle [10]

3.2 LANO

Návrh lana je členěn do dvou podkapitol. V první podkapitole je výpočet proveden podle normy ČSN 27 0100 a v následující druhé podkapitole je zvolené lano ověřeno také za využití norem ČSN EN 13001-2 a ČSN EN 13001-3-2, ve kterých jsou navíc zohledněny i součinitelé, které v první jmenované normě nejsou obsaženy. Lano je tak ověřeno na základě dvou různých metod výpočtu.

3.2.1 VÝPOČET LANA ZA VYUŽITÍ NORMY ČSN 27 0100

Norma ČSN 27 0100 je využívána u zdvihových ústrojí, u kterých jsou lana namáhána čistě na tah od osově síly. Výpočet je proveden podle [2].

OSOVÁ SÍLA V LANĚ

[2], str. 300

$$F_{Ls} = \frac{Q + G}{z \cdot n_L} \cdot \frac{g}{\eta_{\text{tot}}} \quad [\text{N}] \quad (3.3)$$

$$F_{Ls} = \frac{25000 + 800}{2 \cdot 4} \cdot \frac{9,81}{0,978}$$

$$F_{Ls} = 32348,93 \text{ N}$$

Kde: Q [kg] hmotnost normového břemene (zadáno)
 G [kg] hmotnost částí zvedaných současně s břemenem (voleno)
 g [m.s⁻²] tíhové zrychlení
 z [-] počet větví lanového systému, z obr. 3-1
 n_L [-] počet nosných průřezů lana v jedné větvi lanového systému, z obr. 3-1
 η_{tot} [-] účinnost kladkostroje, z rovnice (3.2)

POTŘEBNÁ NOSNOST LANA

[2], str. 300

$$F_{jp} \geq k_L \cdot F_{Ls} \quad [\text{N}] \quad (3.4)$$

$$F_{jp} \geq 4,8 \cdot 32348,93$$

$$F_{jp} \geq 155274,86 \text{ N}$$

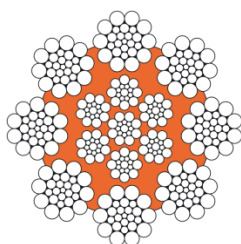
Kde: F_{Ls} [N] osová síla v laně, z rovnice (3.3)
 k_L [-] bezpečnost lana, dle [2], str. 300 (u lana dochází ke střídavému ohybu, proto je bezpečnost navýšena o hodnotu 0,7)

3.2.2 VOLBA LANA

Nejvhodnější volbou pro zdvihové mechanismy jsou vícepramenná nebo zejména šestipramenná lana. Na trhu se nachází široká škála lan, které lze využít, a proto je zde užší výběr, ve kterém jsou potencionální lana pro navrhované zdvihové ústrojí:

Tab. 3-1 Specifikace speciálního lana Verostar 8 [13].

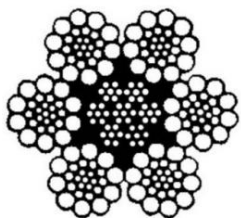
Průměr lana	Hmotnost lana na 1m	Jmenovitá pevnost drátů	Jmenovitá nosnost lana
20 mm	1,725 kg	1770 MPa	299,2 kN



Obr. 3-2 Schéma speciálního lana Verostar 8 [13].

Tab. 3-2 Specifikace šestipramenného lana SEAL 6x27S - IWRC [14].

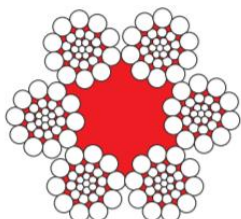
Průměr lana	Hmotnost lana na 1m	Jmenovitá pevnost drátů	Jmenovitá nosnost lana
20 mm	1,71 kg	1770 MPa	252 kN



Obr. 3-3 Schéma lana Seal 6x27S - IWRC [14].

Tab. 3-3 Specifikace šestipramenného lana SEAL 6x27 [15].

Průměr lana	Hmotnost lana na 1m	Jmenovitá pevnost drátů	Jmenovitá nosnost lana
20 mm	1,48 kg	1770 MPa	284,6 kN



Obr. 3-4 Schéma lana Seal 6x27 [20].

Zvolené lano: **Šestipramenné lano SEAL 6x27.**

KONTROLA LANA

[2], str. 300

$$F_j \geq F_{jp} \quad [N] \quad (3.5)$$

$$284600 \text{ N} \geq 155274,86 \text{ N} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Z kontroly plyne, že zvolené lano je lehce předimenzované. Toto předimenzování je zde ovšem záměrně, aby lano vyhovovalo i při následující kontrole v podkapitole 3.2.3.

Kde: F_j [N] jmenovitá nosnost lana, z tab. 3-3
 F_{jp} [N] potřebná nosnost lana, z rovnice (3.4)

SKUTEČNÝ SOUČINITEL BEZPEČNOSTI LANA

[2], str. 300

$$k_{Ls} = \frac{F_j}{F_{Ls}} \quad [-] \quad (3.6)$$

$$k_{Ls} = \frac{284600}{32348,93}$$

$$k_{Ls} = 8,8$$

Kde: F_j [N] jmenovitá nosnost lana, z tab. 3-3
 F_{Ls} [N] osová síla v laně, z rovnice (3.3)

3.2.3 VÝPOČET LANA ZA VYUŽITÍ NOREM ČSN EN 13001-2 A ČSN EN 13001-3-2

ČSN EN 13001-2 a ČSN EN 13001-3-2 jsou platné evropské normy, které lze využít k výpočtu ocelových lan u jeřábů. Výpočet je proveden podle [9], [10].

HMOTNOST PRVKŮ PŮSOBÍCÍCH NA NOSNÝ PRŮŘEZ LANA

[10], str. 12

$$m_{hr} = m_b + m_{kl} + m_h + m_L \quad [kg] \quad (3.7)$$

$$m_{hr} = 25000 + 500 + 300 + 0$$

$$m_{hr} = 25800 \text{ kg}$$

Kde: m_b [kg] hmotnost břemene (zadáno)
 m_{kl} [kg] předpokládaná hmotnost kladnice
 m_L [kg] hmotnost lana (pro zdvihy menší jak 20 m se zanedbává)
 m_h [kg] předpokládaná hmotnost háku a přidružených součástí

DYNAMICKÝ SOUČINITEL

[9], str. 12

$$\Phi = \Phi_{\min} + \beta_2 \cdot v_h \quad [-] \quad (3.8)$$

$$\Phi = 1,2 + 0,68 \cdot \frac{4,2}{60}$$

$$\Phi = 1,25$$

Kde: Φ_{\min} [-] minimální dynamický součinitel, dle [9], str. 13 (stanovený na základě třídy HD1 a kombinace zatížení A1)
 v_h [m.min⁻¹] rychlost zdvihu (zadáno)
 β_2 [s.m⁻¹] součinitel závislý na tuhosti jeřábu, dle [9], str. 13 (volena hodnota součinitele pro nejmenší možnou tuhost rámu)

SOUČINITEL ZVÝŠENÍ NÁVRHOVÉ SÍLY V LANĚ

[10], str. 13

$$f_{s1} = \frac{1}{\eta_{\text{tot}}} \quad [-] \quad (3.9)$$

$$f_{s1} = \frac{1}{0,978}$$

$$f_{s1} = 1,02$$

Kde: η_{tot} [-] účinnost kladkostroje, z rovnice (3.1)

SOUČINITEL NEROVNOBĚŽNÉHO NOSNÉHO PRŮŘEZU

[10], str. 14

$$f_{s2} = \frac{1}{\cos(\beta_{\max})} \quad [-] \quad (3.10)$$

$$f_{s2} = \frac{1}{\cos(0)}$$

$$f_{s2} = 1$$

Kde: β_{\max} [°] maximální možný úhel zdvihu, dle [10], str. 14

NÁVRHOVÁ SÍLA V LANĚ

[10], str. 12

$$F_{\text{Sd,s}} = \frac{m_{\text{hr}} \cdot g}{i_{\text{kl}}} \cdot \Phi \cdot f_{s1} \cdot f_{s2} \cdot f_{s3} \cdot \gamma_p \cdot \gamma_n \quad [\text{N}] \quad (3.11)$$

$$F_{\text{Sd,s}} = \frac{25800 \cdot 9,81}{4} \cdot 1,25 \cdot 1,02 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,34 \cdot 1$$

$$F_{\text{Sd,s}} = 108104,48 \text{ N}$$

Kde: m_{hr} [kg] hmotnost prvků působících na nosný průřez lana, z rovnice (3.7)
 g [m.s⁻²] tíhové zrychlení
 Φ [-] dynamický součinitel, z rovnice (3.8)
 i_{kl} [-] převod kladkostroje, z rovnice (3.1)
 f_{s1} [-] součinitel zvýšení návrhové síly v laně, z rovnice (3.9)
 f_{s2} [-] součinitel nerovnoběžného nosného průřezu, z rovnice (3.10)
 f_{s3} [-] součinitel vodorovných sil na břemeno zdvihu, dle [10], str. 14
 γ_p [-] dílčí součinitel bezpečnosti, dle [10], str. 12
 γ_n [-] součinitel rizika, dle [10], str. 55

NEJMENŠÍ PŘÍSLUŠNÝ PRŮMĚR

[10], str. 17

$$D_m = \min(D_{\text{vozmin}}; 1,125 \cdot D_{\text{bmin}}; 1,125 \cdot D_{\text{vyzmin}}) \quad [\text{mm}] \quad (3.12)$$

$$D_m = 1,125 \cdot D_{\text{vyzmin}}$$

$$D_m = 1,125 \cdot 340$$

$$D_m = 382,5 \text{ mm}$$

Kde: D_{vyzmin} [mm] základní teoretický průměr vyrovnávací kladky, dle [2], str. 302-303

MINIMÁLNÍ SOUČINITEL ÚNOSNOSTI LANA

[10], str. 17

$$\gamma_{\text{rb}} = 1,35 + \frac{5,0}{\left(\frac{D_m}{d}\right)^{0,8} - 4} \quad [-] \quad (3.13)$$

$$\gamma_{\text{rb}} = 1,35 + \frac{5,0}{\left(\frac{382,5}{20}\right)^{0,8} - 4}$$

$$\gamma_{\text{rb}} = 2,11$$

Kde: D_m [mm] nejmenší příslušný průměr, z rovnice (3.12)
 d [mm] jmenovitý průměr lana, z tab. 3-3

NÁVRHOVÁ SÍLA ÚNOSNOSTI V LANĚ

[10], str. 17

$$F_{\text{Rd,s}} = \frac{F_j}{\gamma_{\text{rb}}} \quad [\text{N}] \quad (3.14)$$

$$F_{\text{Rd,s}} = \frac{284600}{2,11}$$

$$F_{\text{Rd,s}} = 134881,52 \text{ N}$$

Kde: F_j [N] jmenovitá nosnost lana (nejnižší síla přetržení lana), z tab. 3-3
 γ_{rb} [-] minimální součinitel únosnosti lana, z rovnice (3.13)

KONTROLA LANA

[10], str. 17

$$F_{\text{Sd,s}} \leq F_{\text{Rd,s}} \quad [\text{N}] \quad (3.15)$$

$108104,48 \text{ N} \leq 134881,52 \text{ N} \Rightarrow$ zvolené lano vyhovuje potřebnému zatížení

Kde: $F_{\text{Sd,s}}$ [N] návrhová síla v laně, z rovnice (3.11)
 $F_{\text{Rd,s}}$ [N] návrhová síla únosnosti v laně, z rovnice (3.14)

3.3 VODÍCÍ Kladky a VYROVNÁVACÍ Kladka

Návrh vodících kladek a vyrovnávací kladky je proveden podle [2].

3.3.1 VÝPOČETNÍ SOUČINITEL KLADEK

[2], str. 303

Základními parametry pro určení rozměrů vodících a vyrovnávacích kladek jsou průměr lana a součinitel α , který je určen podle skupiny jeřábů a druhu kladky. Vzhledem k tomu, že se jeřáb vyskytuje ve středním provozu, je zařazen do skupiny jeřábů II.

Na základě toho, že lano přebíhá přes více než dvě kladky, je nutné součinitel α dodatečně zvýšit na hodnotu $\alpha + 2$.

Tab. 3-4 Hodnoty součinitele kladek α [2], str. 303.

Kladky	Skupina jeřábů			
	I	II	III	IV
Vodící	20	22	24	26
Vyrovnávací	14	15	16	16

3.3.2 ZÁKLADNÍ TEORETICKÝ PRŮMĚR VODÍCÍ Kladky

[2], str. 302

$$D_{\text{vozmin}} = \alpha_{\text{vo}} \cdot d \quad [\text{mm}] \quad (3.16)$$

$$D_{\text{vozmin}} = 24 \cdot 20$$

$$D_{\text{vozmin}} = 480 \text{ mm}$$

Kde: d [mm] jmenovitý průměr lana, z tab. 3-3
 α_{vo} [-] součinitel vodící kladky, z tab. 3-4

3.3.3 JMENOVITÝ PRŮMĚR VODÍCÍ Kladky

[2], str. 302

$$D_{\text{vojmin}} = D_{\text{vozmin}} - d \quad [\text{mm}] \quad (3.17)$$

$$D_{\text{vojmin}} = 480 - 20$$

$$D_{\text{vojmin}} = 460 \text{ mm}$$

Dle [2], str. 302 je zvolen jmenovitý průměr vodících kladek $D_{\text{voj}} = 500 \text{ mm}$. Aby nedošlo k překřížení větví lanového systému, je zvolen průměr dvou středních vodících kladek kladnice o řád vyšší $D_{\text{voj}} = 560 \text{ mm}$.

Kde: D_{vozmin} [mm] základní teoretický průměr vodící kladky, z rovnice (3.16)
 D_{vojmin} [mm] minimální jmenovitý průměr vodící kladky
 d [mm] jmenovitý průměr lana, z tab. 3-3

3.3.4 ZÁKLADNÍ TEORETICKÝ PRŮMĚR VYROVNÁVACÍ Kladky

[2], str. 302

$$D_{\text{vyzmin}} = \alpha_{\text{vy}} \cdot d \quad [\text{mm}] \quad (3.18)$$

$$D_{\text{vyzmin}} = 17 \cdot 20$$

$$D_{\text{vyzmin}} = 340 \text{ mm}$$

Kde: d [mm] jmenovitý průměr lana, z tab. 3-3
 α_{vy} [-] součinitel vyrovnávací kladky, z tab. 3-4

3.3.5 JMENOVITÝ PRŮMĚR VYROVNÁVACÍ Kladky

[2], str. 302

$$D_{vyjmin} = D_{vyzmin} - d \quad [\text{mm}] \quad (3.19)$$

$$D_{vyjmin} = 340 - 20$$

$$D_{vyjmin} = 320 \text{ mm}$$

Dle [2], str. 302 je zvolen jmenovitý průměr vyrovnávací kladky $D_{vyj} = 355 \text{ mm}$.

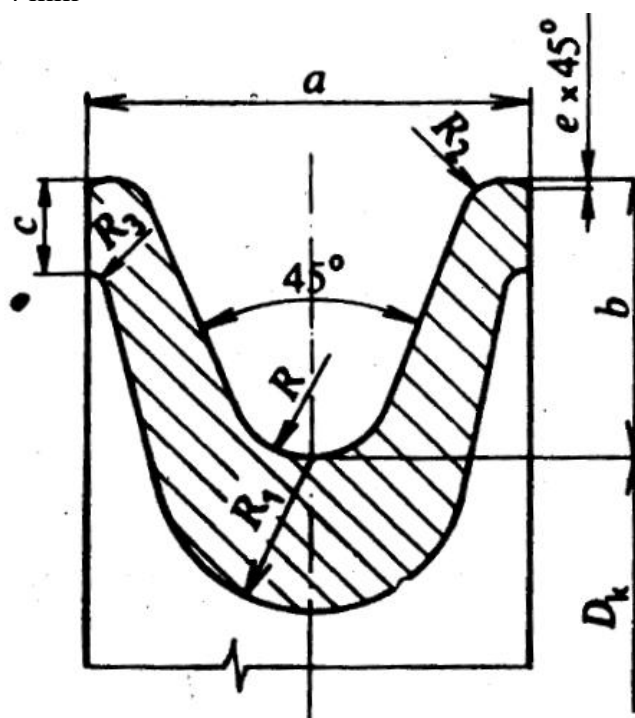
Kde: D_{vyjmin} [mm] minimální jmenovitý průměr vyrovnávací kladky
 D_{vyzmin} [mm] základní teoretický průměr vyrovnávací kladky, z rovnice (3.18)
 d [mm] jmenovitý průměr lana, z tab. 3-3

3.3.6 ROZMĚRY DRÁŽKOVÁNÍ KLADEK

[2], str. 303

Hodnoty drážky pro průměr lana 20 mm:

$a = 54 \text{ mm}$ $R = 10,6 \text{ mm}$
 $b = 36 \text{ mm}$ $R_1 = 18 \text{ mm}$
 $c = 10 \text{ mm}$ $R_2 = 5 \text{ mm}$
 $e = 1 \text{ mm}$ $R_3 = 4 \text{ mm}$



Obr. 3-5 Rozměry drážky kladek [2], str. 303.

4 LANOVÝ BUBEN

Výpočet lanového bubnu je rozdělen na dvě části a to na rozměrový návrh a pevnostní kontrolu lanového bubnu.

4.1 ROZMĚROVÝ NÁVRH LANOVÉHO BUBNU

Rozměrový návrh lanového bubnu závisí především na součiniteli druhu provozu a jmenovitém průměru zvoleného lana. Celý návrh je proveden podle [1], [2].

4.1.1 VÝPOČETNÍ SOUČINITEL BUBNU

[2], str. 303

Důležitou hodnotou pro výpočet bubnu je součinitel α , podobně jako tomu bylo v podkapitole 3.3. Vybraná hodnota součinitele je taktéž navýšena na hodnotu $\alpha + 2$.

Tab. 4-1 Hodnoty součinitele bubnu α [2], str. 303.

Skupina jeřábů			
I	II	III	IV
18	20	22	24

4.1.2 JMENOVITÝ PRŮMĚR LANOVÉHO BUBNU

[2], str. 302

$$D_{bmin} = \alpha_b \cdot d \quad [\text{mm}] \quad (4.1)$$

$$D_{bmin} = 22 \cdot 20$$

$$D_{bmin} = 440 \text{ mm}$$

Dle [2], str. 302 je zvolen jmenovitý průměr lanového bubnu $D_b = 630 \text{ mm}$. Při volbě je brán ohled na dosažení menší celkové délky lanového bubnu.

Kde: D_{bmin} [mm] minimální jmenovitý průměr lanového bubnu
 d [mm] jmenovitý průměr lana, z tab. 3-3
 α_b [-] součinitel lanového bubnu, z tab. 4-1

4.1.3 PRŮMĚR LANOVÉHO BUBNU POD LANEM

[2], str. 302

$$D_1 = D_b - d \quad [\text{mm}] \quad (4.2)$$

$$D_1 = 630 - 20$$

$$D_1 = 610 \text{ mm}$$

Kde: D_b [mm] jmenovitý průměr lanového bubnu, z rovnice (4.1) a dle [2], str. 302
 d [mm] jmenovitý průměr lana, z tab. 3-3

4.1.4 NAVÍJENÁ DÉLKA LANA V JEDNÉ VĚTVI LANOVÉHO SYSTÉMU

[1], str. 53

$$L_1 = i_{kl} \cdot H \quad [\text{mm}] \quad (4.3)$$

$$L_1 = 4 \cdot 18000$$

$$L_1 = 72000 \text{ mm}$$

Kde: H [mm] zdvih břemene (zadáno)
 i_{kl} [-] převod kladkostroje, z rovnice (3.1)

4.1.5 POČET ZÁVITŮ BUBNU PRO JEDNU VĚTEV LANOVÉHO SYSTÉMU

[1], str. 53

$$z_b = \frac{L_1}{\pi \cdot D_b} + (2 \div 3) \quad [-] \quad (4.4)$$

$$z_b = \frac{72000}{\pi \cdot 630} + 3$$

$$z_b = 39,38 \Rightarrow \text{zvoleno } \mathbf{40 \text{ závitů}}$$

Kde: D_b [mm] jmenovitý průměr lanového bubnu, z rovnice (4.1) a dle [2], str. 302
 L_1 [mm] navíjená délka lana v jedné větvi lanového systému, z rovnice (4.3)

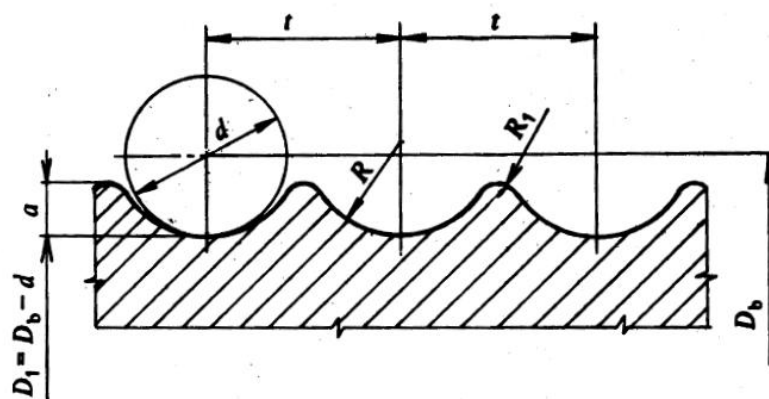
4.1.6 ROZMĚRY DRÁŽKOVÁNÍ LANOVÉHO BUBNU

[2], str. 304

Hodnoty drážky pro průměr lana 20 mm:

$$a = 6 \text{ mm} \quad R = 10,6 \text{ mm}$$

$$t = 22 \text{ mm} \quad R_1 = 2,5 \text{ mm}$$



Obr. 4-1 Rozměry drážky bubnu [2], str. 304.

4.1.7 DÉLKA 1/2 ZÁVITOVÉ ČÁSTI LANOVÉHO BUBNU

[1], str. 53

$$l = z_b \cdot t \quad [\text{mm}] \quad (4.5)$$

$$l = 40 \cdot 22$$

$$l = 880 \text{ mm}$$

Kde: t [mm] rozteč závitů na lanovém bubnu, dle [2], str. 304
 z_b [-] počet závitů bubnu pro jednu větev lanového systému, z rovnice (4.4)

4.1.8 DĚLKA KRAJNÍ HLADKÉ ČÁSTI LANOVÉHO BUBNU

[1], str. 53

$$l_2 = 4 \cdot t \quad [\text{mm}] \quad (4.6)$$

$$l_2 = 4 \cdot 22$$

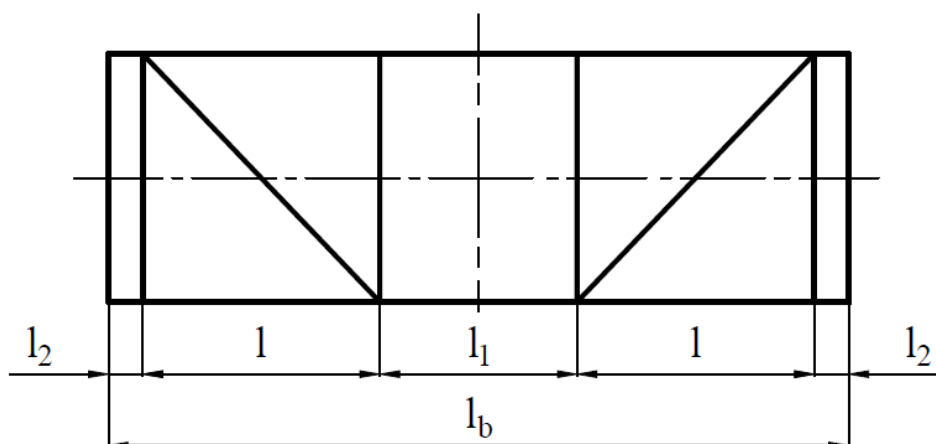
$$l_2 = 88 \text{ mm}$$

Kde: t [mm] rozteč závitů na lanovém bubnu, dle [2], str. 304

4.1.9 CELKOVÁ DĚLKA LANOVÉHO BUBNU

[1], str. 53

Celková délka bubnu se skládá z jednotlivých dílčích úseků, mezi které patří střední, závitová a krajní část bubnu. Závitová a krajní část jsou určeny na základě výpočtů, zatím co střední část, je zvolena podle roztečí vodičích kladek v kladnici.



Obr. 4-2 Rozměrové schéma lanového bubnu.

$$l_b = 2 \cdot l + 2 \cdot l_2 + l_1 \quad [\text{mm}] \quad (4.7)$$

$$l_b = 2 \cdot 880 + 2 \cdot 88 + 450$$

$$l_b = 2386 \text{ mm}$$

Kde: l_1 [mm] délka střední hladké části lanového bubnu (voleno)
 l_2 [mm] délka krajní hladké části lanového bubnu, z rovnice (4.6)
 l [mm] délka $\frac{1}{2}$ závitové části lanového bubnu, z rovnice (4.5)

4.1.10 TLOUŠŤKA STĚNY LANOVÉHO BUBNU

[1], str. 53

$$s_b = 0,8 \cdot d \quad [\text{mm}] \quad (4.8)$$

$$s_b = 0,8 \cdot 20$$

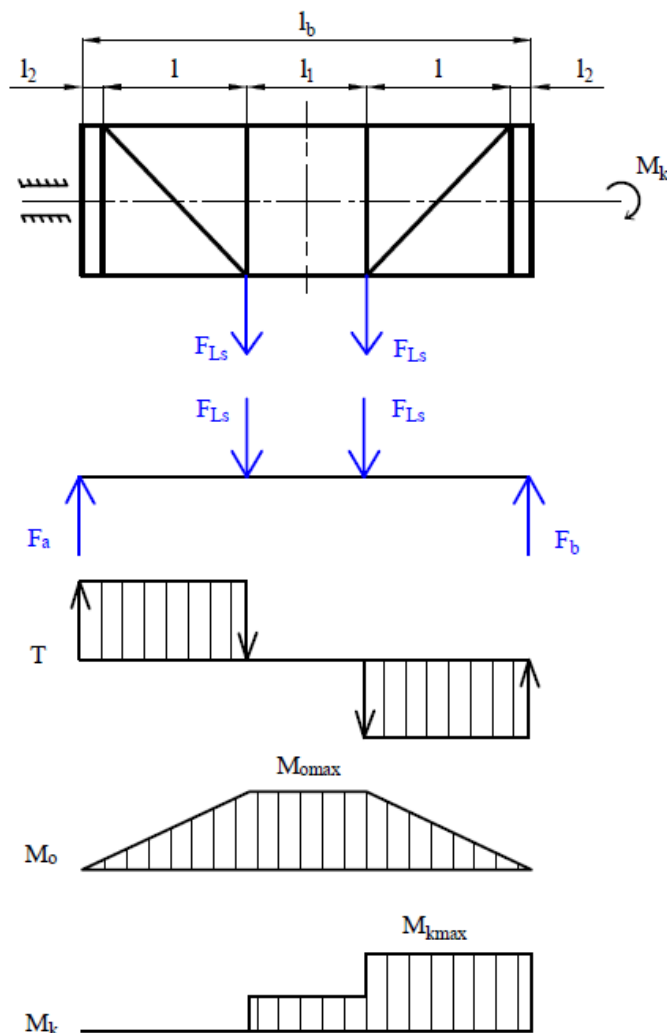
$$s_b = 16 \text{ mm}$$

Hodnota s_b je z hlediska bezpečnosti navýšena na $s_b = 30 \text{ mm}$.

Kde: d [mm] jmenovitý průměr lana, z tab. 3-3

4.2 PEVNOSTNÍ KONTROLA LANOVÉHO BUBNU

Pevnostní kontrola lanového bubnu je provedena podle [6]. Materiálem bubnu je zvolena ocel C16E ($R_m = 380 \text{ MPa}$; $R_e = 235 \text{ MPa}$) [3], str. 235.



Obr. 4-3 Průběh zatěžujících sil a momentů bubnu.

4.2.1 NAMÁHÁNÍ OHYBEM

[6], str. 41

Maximální ohybový moment

Maximální ohybový moment působí u bubnů s lanem v jedné vrstvě v místě náběhu lana na buben.

$$M_{o\max} = F_{Ls} \cdot (l_2 + l) \quad [\text{N}\cdot\text{mm}] \quad (4.9)$$

$$M_{o\max} = 32348,93 \cdot (88 + 880)$$

$$M_{o\max} = 31313764,24 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Kde: F_{Ls} [N] osová síla v laně, z rovnice (3.3)
 l_2 [mm] délka krajní části lanového bubnu, z rovnice (4.6)
 l [mm] délka $\frac{1}{2}$ závitové části lanového bubnu, z rovnice (4.5)

Průřezový modul v ohybu

$$W_o = 0,8 \cdot (D_b - s_b)^2 \cdot s_b \quad [\text{mm}^3] \quad (4.10)$$

$$W_o = 0,8 \cdot (630 - 30)^2 \cdot 30$$

$$W_o = 8640000 \text{ mm}^3$$

Kde: D_b [mm] jmenovitý průměr lanového bubnu, z rovnice (4.1) a dle [2], str. 302
 s_b [mm] tloušťka stěny lanového bubnu, z rovnice (4.8)

Ohybové napětí namáhající plášť

$$\sigma_o = \frac{M_{\text{omax}}}{W_o} \leq \sigma_{\text{oDOV}} \quad [\text{MPa}] \quad (4.11)$$

$$\sigma_o = \frac{31313764,24}{8640000}$$

$$\sigma_o = 3,62 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{\text{oDOV}} \Rightarrow 3,62 \text{ MPa} < 10 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde: σ_{oDOV} [MPa] dovolené ohybové napětí, dle [6], str. 41
 M_{omax} [N.mm] maximální ohybový moment, z rovnice (4)
 W_o [mm³] průřezový modul v ohybu, z rovnice (4.10)

4.2.2 NAMÁHÁNÍ KRUTEM

[6], str. 41

Maximální kroutící moment

$$M_{\text{kmax}} = 2 \cdot F_{\text{Ls}} \cdot \frac{D_b}{2} \quad [\text{N.mm}] \quad (4.12)$$

$$M_{\text{kmax}} = 2 \cdot 32348,93 \cdot \frac{630}{2}$$

$$M_{\text{kmax}} = 20379825,9 \text{ N.mm}$$

Kde: F_{Ls} [N] osová síla v laně, z rovnice (3.3)
 D_b [mm] jmenovitý průměr lanového bubnu, z rovnice (4.1) a dle [2], str. 302

Průřezový modul v krutu

$$W_k = 1,6 \cdot (D_b - s_b)^2 \cdot s_b \quad [\text{mm}^3] \quad (4.13)$$

$$W_k = 1,6 \cdot (630 - 30)^2 \cdot 30$$

$$W_k = 17280000 \text{ mm}^3$$

Kde: D_b [mm] jmenovitý průměr lanového bubnu, z rovnice (4.1) a dle [2], str. 302
 s_b [mm] tloušťka stěny lanového bubnu, z rovnice (4.8)

Smykové napětí namáhající plášť

$$\tau_k = \frac{M_{kmax}}{W_k} \leq \tau_{kDOV} \quad [\text{MPa}] \quad (4.14)$$

$$\tau_k = \frac{20379825,9}{17280000}$$

$$\tau_k = 1,18 \text{ MPa}$$

$$\tau_k \leq \tau_{kDOV} \Rightarrow 1,18 \text{ MPa} < 5 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde: τ_{kDOV} [MPa] dovolené smykové napětí, dle [6], str. 41
 M_{kmax} [N.mm] maximální kroutící moment, z rovnice (4.12)
 W_k [mm³] průřezový modul v krutu, z rovnice (4.13)

4.2.3 NAPĚTÍ OD VNĚJŠÍHO PŘETLAKU

[6], str. 42

$$\sigma_{tl} = \frac{F_{Ls}}{s_b \cdot t} \quad [\text{MPa}] \quad (4.15)$$

$$\sigma_{tl} = \frac{32348,93}{30 \cdot 22}$$

$$\sigma_{tl} = 49,01 \text{ MPa}$$

Kde: F_{Ls} [N] osová síla v laně, z rovnice (3.3)
 s_b [mm] tloušťka stěny lanového bubnu, z rovnice (4.8)
 t [mm] rozteč závitů na lanovém bubnu, dle [2], str. 304

4.2.4 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ PODLE HYPOTÉZY HMMH

[6], str. 42

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_{tl}^2 - \sigma_o \cdot \sigma_{tl} + 3 \cdot \tau_k^2} \leq \sigma_{DOV} \quad [\text{MPa}] \quad (4.16)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{3,62^2 + 49,01^2 - 3,62 \cdot 49,01 + 3 \cdot 1,18^2}$$

$$\sigma_{red} = 47,35 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{DOV} \Rightarrow 47,35 \text{ MPa} < 100 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde: τ_k [MPa] smykové napětí namáhající plášť, z rovnice (4.14)
 σ_{tl} [MPa] napětí od vnějšího přetlaku, z rovnice (4.15)
 σ_{DOV} [MPa] dovolené napětí, dle [6], str. 42
 σ_o [MPa] ohybové napětí namáhající plášť, z rovnice (4.11)

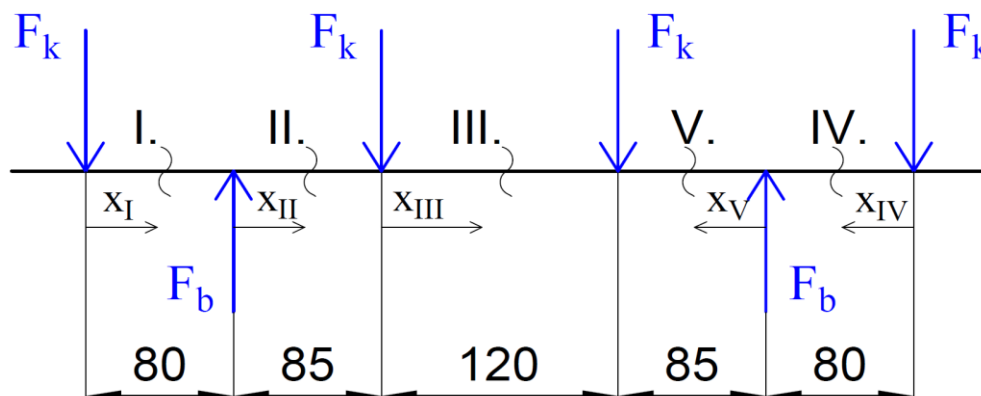
5 KLADNICE

Kladnice je tvořena z několika komponent, ke kterým jsou provedeny náležité pevnostní výpočty.

5.1 ČEP

Pevnostní návrh je proveden podle [4]. Materiálem čepu je zvolena ocel E295 ($R_m = 470 \text{ MPa}$; $R_e = 245 \text{ MPa}$) [3], str. 233.

5.1.1 MAXIMÁLNÍ OHYBOVÝ MOMENT ČEPU



Obr. 5-1 Schéma zatížení čepu.

HMOTNOST BŘEMENE A OSTATNÍCH ZVEDANÝCH ČÁSTÍ

Mezi ostatní zvedané části lze zařadit prvky, jako jsou kladnice, hák a přidružené součásti.

$$Q_s = m_{hr} \quad [\text{kg}] \quad (5.1)$$

Kde: m_{hr} [kg] hmotnost prvků působících na nosný průřez lana, z rovnice (3.7)

SÍLA PŮSOBÍCÍ NA Kladku

$$F_k = \frac{Q_s \cdot g}{4} \quad [\text{N}] \quad (5.2)$$

$$F_k = \frac{25800 \cdot 9,81}{4}$$

$$F_k = 63274,5 \text{ N}$$

Kde: Q_s [kg] hmotnost břemene a ostatních zvedaných částí, z rovnice (5.1)
 g [m.s^{-2}] tíhové zrychlení

SÍLA PŮSOBÍCÍ NA BOČNÍCI

$$F_b = \frac{Q_s \cdot g}{2} \quad [\text{N}] \quad (5.3)$$

$$F_b = \frac{25800 \cdot 9,81}{2}$$

$$F_b = 126549 \text{ N}$$

Kde: Q_s [kg] hmotnost břemene a ostatních zvedaných částí, z rovnice (5.1)
 g [m.s⁻²] tíhové zrychlení

OHYBOVÉ MOMENTY V JEDNOTLIVÝCH ŘEZECH

$$M_{oI} = -F_k \cdot x_I = -63274,5 \cdot 80 = -5061960 \text{ N.mm} \quad (5.4)$$

$$M_{oII} = -F_k \cdot (x_I + x_{II}) + F_b \cdot x_{II} = -63274,5 \cdot (80 + 85) + 126549 \cdot 85 = 316372,5 \text{ N.mm}$$

$$M_{oIII} = -F_k \cdot (x_I + x_{II} + x_{III}) + F_b \cdot (x_{II} + x_{III}) - F_k \cdot x_{III} =$$

$$= -63274,5 \cdot (80 + 85 + 120) + 126549 \cdot (85 + 120) - 63274,5 \cdot 120 = 316372,5 \text{ N.mm}$$

Řešením z druhého volného konce vyjdou v oblastech IV. a V. stejné hodnoty, lze tedy stanovit:

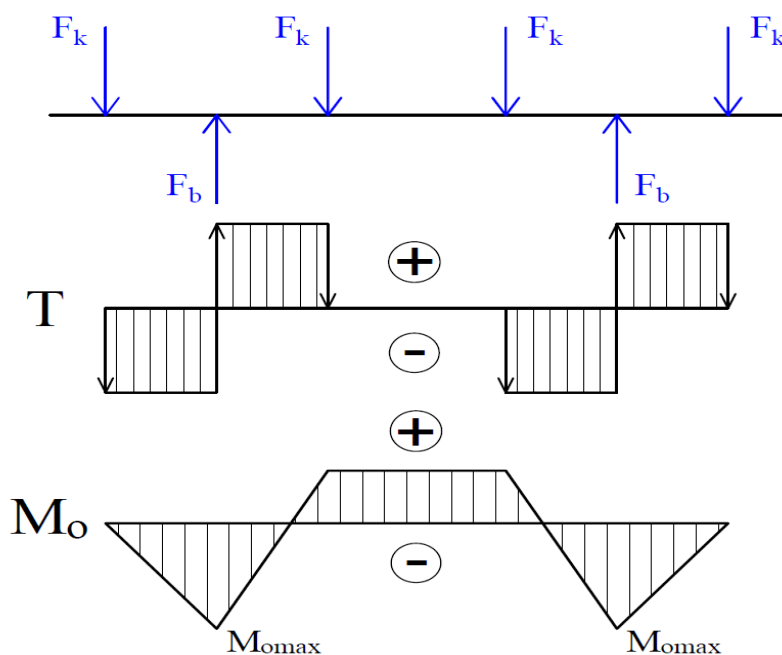
$$M_{oI} = M_{oIV}$$

$$M_{oII} = M_{oV}$$

Nejkritičtější místo na základě vypočítaných ohybových momentů je v oblasti I. (IV.) \Rightarrow

$$M_{o\max} = -5061960 \text{ N.mm.}$$

Kde: $M_{o\max}$ [N.mm] maximální ohybový moment
 M_{oI} [N.mm] ohybový moment v oblasti I
 M_{oII} [N.mm] ohybový moment v oblasti II
 M_{oIII} [N.mm] ohybový moment v oblasti III
 M_{oIV} [N.mm] ohybový moment v oblasti IV
 M_{oV} [N.mm] ohybový moment v oblasti V
 F_k [N] síla působící na kladku, z rovnice (5.2)
 F_b [N] síla působící na bočnici, z rovnice (5.3)
 x_I [mm] délka intervalu v oblasti I, z obr. 5-1
 x_{II} [mm] délka intervalu v oblasti II, z obr. 5-1
 x_{III} [mm] délka intervalu v oblasti III, z obr. 5-1



Obr. 5-2 Průběh zatěžujících sil a momentů čepu.

5.1.2 STANOVENÍ MINIMÁLNÍHO PRŮMĚRU ČEPU

$$\sigma_{o\check{c}} = \frac{M_{o\max}}{W_o} \leq \frac{Re}{k} \quad [\text{MPa}] \quad (5.5)$$

$$W_o \geq \frac{M_{o\max}}{\frac{Re}{k}}$$

$$\frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^3}{32} \geq \frac{M_{o\max}}{\frac{Re}{k}}$$

$$d_{\check{c}} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{o\max} \cdot k}{\pi \cdot Re}} \quad [\text{mm}] \quad (5.6)$$

$$d_{\check{c}} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 5061960 \cdot 2}{\pi \cdot 245}}$$

$$d_{\check{c}} \geq 74,94 \text{ mm} \Rightarrow \text{průměr zvýšen na } d_{\check{c}} = 90 \text{ mm}$$

Kde:	$\sigma_{o\check{c}}$	[MPa]	ohybové napětí působící na čep
	Re	[MPa]	mez kluzu pro ocel E295, dle [3], str. 233
	$M_{o\max}$	[N.mm]	maximální ohybový moment, z rovnice (5.4)
	W_o	[mm ³]	průřezový modul v ohybu
	$d_{\check{c}}$	[mm]	průměr čepu
	k	[-]	koefficient bezpečnosti, dle [3], str. 38

5.1.3 OHYBOVÉ NAPĚTÍ PŮSOBÍCÍ NA ČEP

$$\sigma_{o\check{c}} = \frac{M_{o\max}}{W_o} = \frac{M_{o\max}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^3}{32}} \quad [\text{MPa}] \quad (5.7)$$

$$\sigma_{o\check{c}} = \frac{5061960}{\frac{\pi \cdot 90^3}{32}}$$

$$\sigma_{o\check{c}} = 70,73 \text{ MPa}$$

Kde:	$M_{o\max}$	[N.mm]	maximální ohybový moment, z rovnice (5.4)
	W_o	[mm ³]	průřezový modul v ohybu
	$d_{\check{c}}$	[mm]	průměr čepu, z rovnice (5.6)

5.1.4 SMYKOVÉ NAPĚTÍ PŮSOBÍCÍ NA ČEP

$$\tau_{k\check{c}} = \frac{F_k}{S} = \frac{F_k}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^2}{4}} \quad [\text{MPa}] \quad (5.8)$$

$$\tau_{k\check{c}} = \frac{63274,5}{\frac{\pi \cdot 90^2}{4}}$$

$$\tau_{k\check{c}} = 9,95 \text{ MPa}$$

Kde:	F_k	[N]	síla působící na kladku, z rovnice (5.2)
	S	[mm ²]	průřez čepu kladek
	$d_{\check{c}}$	[mm]	průměr čepu, z rovnice (5.6)

5.1.5 KONTROLA ČEPU PODLE HYPOTÉZY HMH

$$\sigma_{\check{c}red} = \sqrt{\sigma_{o\check{c}}^2 + 3 \cdot \tau_{k\check{c}}^2} \leq \sigma_{DOV} \quad [\text{MPa}] \quad (5.9)$$

$$\sigma_{\check{c}red} = \sqrt{70,73^2 + 3 \cdot 9,95^2}$$

$$\sigma_{\check{c}red} = 72,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{DOV} = \frac{Re}{k} \quad [\text{MPa}] \quad (5.10)$$

$$\sigma_{DOV} = \frac{245}{2}$$

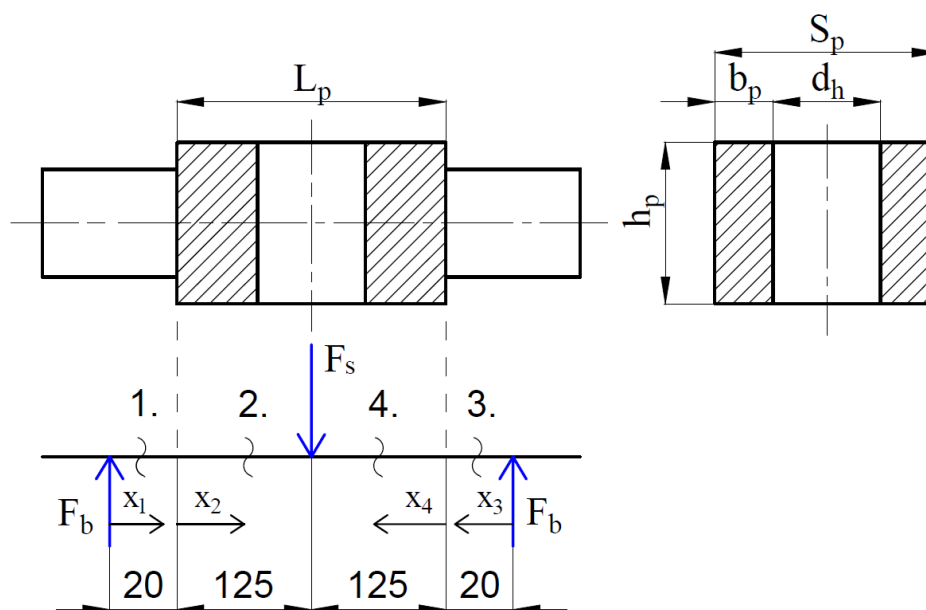
$$\sigma_{DOV} = 122,5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\check{c}red} \leq \sigma_{DOV} \Rightarrow 72,8 \text{ MPa} < 122,5 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde:	$\sigma_{\check{c}red}$	[MPa]	redukované napětí čepu
	$\tau_{k\check{c}}$	[MPa]	smykové napětí působící na čep, z rovnice (5.8)
	σ_{DOV}	[MPa]	dovolené napětí pro ocel E295
	$\sigma_{o\check{c}}$	[MPa]	ohybové napětí působící na čep, z rovnice (5.5)
	Re	[MPa]	mez kluzu pro ocel E295, dle [3], str. 233
	k	[-]	koeficient bezpečnosti, dle [3], str. 38

5.2 PŘÍČNÍK

Pevnostní návrh je proveden podle [4]. Materiálem příčnicku je zvolena ocel E335 ($R_m = 590 \text{ MPa}$; $Re = 295 \text{ MPa}$) [3], str. 234.



Obr. 5-3 Schéma zatížení příčnicku.

5.2.1 OHYBOVÉ MOMENTY PŘÍČNÍKU

STATICKÁ SÍLA PŮSOBÍCÍ NA PŘÍČNÍK

$$F_s = Q_s \cdot g \quad [\text{N}] \quad (5.11)$$

$$F_s = 25800 \cdot 9,81$$

$$F_s = 253098 \text{ N}$$

Kde: Q_s [kg] hmotnost břemene a ostatních zvedaných částí, z rovnice (5.1)
 g [m.s⁻²] tíhové zrychlení

Ohybové momenty v jednotlivých řezech

$$M_{o1} = F_b \cdot x_1 = 126549 \cdot 20 = 2530980 \text{ N.mm} \quad (5.12)$$

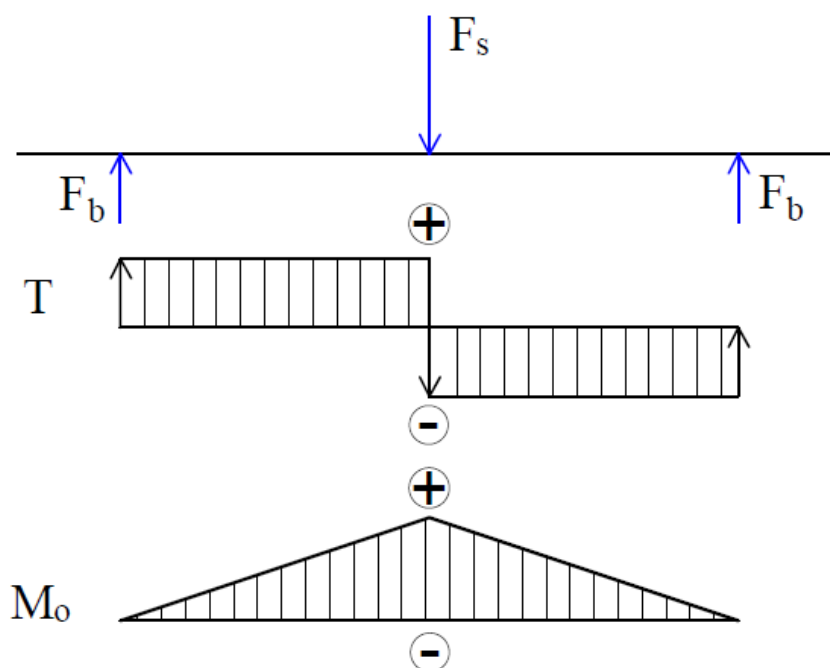
$$M_{o2} = F_b \cdot (x_1 + x_2) = 126549 \cdot (20 + 125) = 18349605 \text{ N.mm}$$

Řešením z druhého volného konce vyjdou v oblastech 3. a 4. stejné hodnoty, lze tedy stanovit:

$$M_{o1} = M_{o3}$$

$$M_{o2} = M_{o4}$$

Kde: M_{o1} [N.mm] ohybový moment v oblasti 1
 M_{o2} [N.mm] ohybový moment v oblasti 2
 M_{o3} [N.mm] ohybový moment v oblasti 3
 M_{o4} [N.mm] ohybový moment v oblasti 4
 F_b [N] síla působící na bočnici, z rovnice (5.3)
 x_1 [mm] délka intervalu v oblasti 1, z obr. 5-3
 x_2 [mm] délka intervalu v oblasti 2, z obr. 5-3
 x_3 [mm] délka intervalu v oblasti 3, z obr. 5-3



Obr. 5-4 Průběh zatěžujících sil a momentů příčnicku.

5.2.2 STANOVENÍ PRŮMĚRU POSTRANNÍCH ČEPŮ

$$\sigma_{\text{ex}} = \alpha \cdot \sigma_{\text{o1}} \leq \frac{Re}{k} \quad [\text{MPa}] \quad (5.13)$$

$$\sigma_{\text{ex}} = \alpha \cdot \frac{M_{\text{o1}}}{W_{\text{o}}} = \alpha \cdot \frac{M_{\text{o1}}}{\frac{\pi \cdot d_p^3}{32}} \leq \frac{Re}{k}$$

$$d_p \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{\text{o1}} \cdot \alpha \cdot k}{\pi \cdot Re}} \quad [\text{mm}] \quad (5.14)$$

$$d_p \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 2530980 \cdot 2 \cdot 2}{\pi \cdot 295}}$$

$$d_p \geq 70,44 \text{ mm} \Rightarrow \text{průměr zvýšen na } d_p = 80 \text{ mm}$$

Kde:	σ_{ex}	[MPa]	extrémní napětí
	Re	[MPa]	mez kluzu pro ocel E335, dle [3], str. 234
	σ_{o1}	[MPa]	ohybové napětí v oblasti 1
	M_{o1}	[N.mm]	ohybový moment v oblasti 1, z rovnice (5.12)
	W_{o}	[mm ³]	modul průřezu v ohybu
	d_p	[mm]	průměr postranních čepů
	α	[-]	součinitel koncentrace napětí, dle [4]
	k	[-]	koeficient bezpečnosti, dle [3], str. 38

5.2.3 STANOVENÍ ROZMĚRŮ PŘÍČNÍKU

ŠÍŘKA PŘÍČNÍKU

Šířka příčnicku je volena $S_p = 220 \text{ mm}$.

DÉLKA PŘÍČNÍKU

Podle jednotlivých roztečí kladek je volena délka příčnicku $L_p = 250 \text{ mm}$.

VÝŠKA PŘÍČNÍKU

$$\sigma_{\text{op}} = \frac{M_{\text{o2}}}{W_{\text{op}}} \leq \frac{Re}{k} \quad [\text{MPa}] \quad (5.15)$$

$$W_{\text{op}} = \frac{1}{3} \cdot b_p \cdot h_p^2 \geq \frac{M_{\text{o2}} \cdot k}{Re}$$

$$h_p \geq \sqrt{\frac{3 \cdot M_{\text{o2}} \cdot k}{b_p \cdot Re}} \quad [\text{mm}] \quad (5.16)$$

$$h_p \geq \sqrt{\frac{3 \cdot 18349605 \cdot 2}{55 \cdot 295}}$$

$$h_p \geq 82,38 \text{ mm} \Rightarrow \text{výška zvýšena na } h_p = 100 \text{ mm}$$

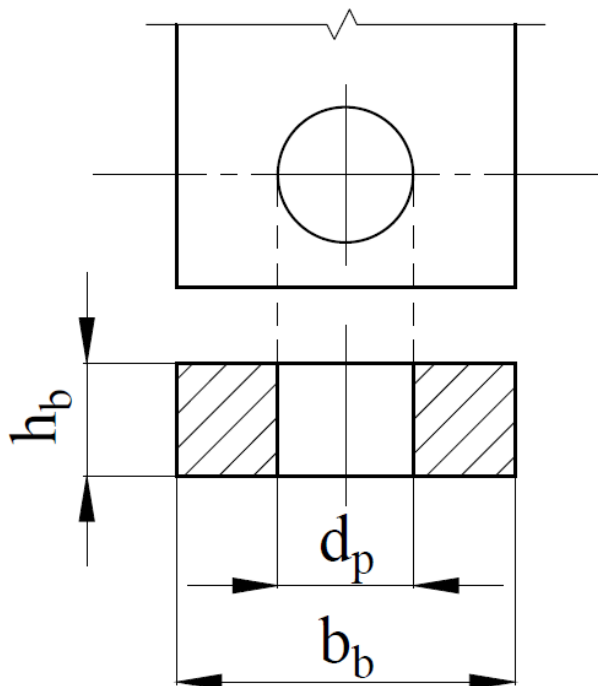
$$J_{yp} = 2 \cdot J_y = 2 \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot b_p \cdot h_p^3 \right) \quad [\text{mm}^4] \quad (5.17)$$

$$W_{op} = \frac{J_{yp}}{\frac{h_p}{2}} = \frac{2 \cdot \left(\frac{1}{12} \cdot b_p \cdot h_p^3 \right)}{\frac{h_p}{2}} = \frac{1}{3} \cdot b_p \cdot h_p^2 \quad [\text{mm}^3] \quad (5.18)$$

Kde:	σ_{op}	[MPa]	ohybové napětí příčnicku
	Re	[MPa]	mez kluzu pro ocel E335 dle [3], str. 234
	M_{o2}	[N.mm]	ohybový moment v oblasti 2, z rovnice (5.12)
	J_y	[mm ⁴]	kvadratický osový moment obdélníkového průřezu
	J_{yp}	[mm ⁴]	kvadratický osový moment k ose Y
	W_{op}	[mm ³]	modul průřezu v ohybu příčnicku
	b_p	[mm]	tloušťka stěny příčnicku v oblasti 2, z obr. 5-3
	h_p	[mm]	výška příčnicku
	k	[-]	koefficient bezpečnosti, dle [3], str. 38

5.3 BOČNICE

Pevnostní návrh bočnice je proveden podle [4]. Materiálem bočnice je zvolena ocel S355JO ($R_m = 520 \text{ MPa}$; $R_e = 333 \text{ MPa}$) [3], str. 234.



Obr. 5-5 Schéma bočnice.

5.3.1 STANOVENÍ ROZMĚRŮ BOČNICE

TLOUŠŤKA BOČNICE

Tloušťka bočnice je stanovena za využití rovnice na otláčení $p_b \leq p_{DOV}$.

$$p_b = \frac{F_b}{S_{b1}} = \frac{F_b}{h_b \cdot d_p} \leq p_{DOV} \quad [\text{MPa}] \quad (5.19)$$

$$h_b \geq \frac{F_b}{d_p \cdot p_{DOV}} \quad [\text{mm}] \quad (5.20)$$

$$h_b \geq \frac{126549}{80 \cdot 50}$$

$h_b \geq 31,64 \text{ mm} \Rightarrow$ tloušťka navýšena na $h_b = 40 \text{ mm}$

Kde:	p_b	[MPa]	tlakové zatížení
	p_{DOV}	[MPa]	dovolený tlak pro materiál S355JO, dle [3]
	F_b	[N]	síla působící na bočnici, z rovnice (5.3)
	S_{b1}	[mm ²]	zatěžovaná plocha
	d_p	[mm]	průměr postranních čepů (průměr otvoru v bočnici), z rovnice (5.14)

ŠÍŘKA BOČNICE

Šířka bočnice je stanovena v nejkritičtějších místech za využití rovnice pro tahové napětí

$$\sigma_{tb} \leq \sigma_{tDOV}$$

$$\sigma_{tb} = \frac{F_b}{S_b} = \frac{F_b}{(b_b - d_p) \cdot h_b} \leq \sigma_{tDOV} \quad [\text{MPa}] \quad (5.21)$$

$$b_b \geq \frac{F_b}{h_b \cdot \sigma_{tDOV}} + d_p \quad [\text{mm}] \quad (5.22)$$

$$b_b \geq \frac{126549}{40 \cdot 166,5} + 80$$

$b_b \geq 99 \text{ mm} \Rightarrow$ šířka zvýšena na $b_b = 170 \text{ mm}$

$$\sigma_{tDOV} = \frac{R_e}{k} \quad [\text{MPa}] \quad (5.23)$$

$$\sigma_{tDOV} = \frac{333}{2}$$

$$\sigma_{tDOV} = 166,5 \text{ MPa}$$

Kde:	σ_{tb}	[MPa]	tahové napětí působící na bočnici
	σ_{tDOV}	[MPa]	dovolené tahové napětí pro ocel S355JO
	R_e	[MPa]	mez kluzu oceli S355JO, dle [3], str. 234
	F_b	[N]	síla působící na bočnici, z rovnice (5.3)
	S_b	[mm ²]	plocha příčného průřezu bočnice
	d_p	[mm]	průměr postranních čepů (průměr otvoru v bočnici), z rovnice (5.14)
	h_b	[mm]	tloušťka bočnice, z rovnice (5.20)
	k	[-]	součinitel bezpečnosti, dle [3], str. 38

5.4 HÁK

Na základě požadované nosnosti a podmínek provozu je zvolen typizovaný jednoduchý jeřábový hák č. 20 dle DIN 15401 od firmy Vingu Steel s.r.o. [16].

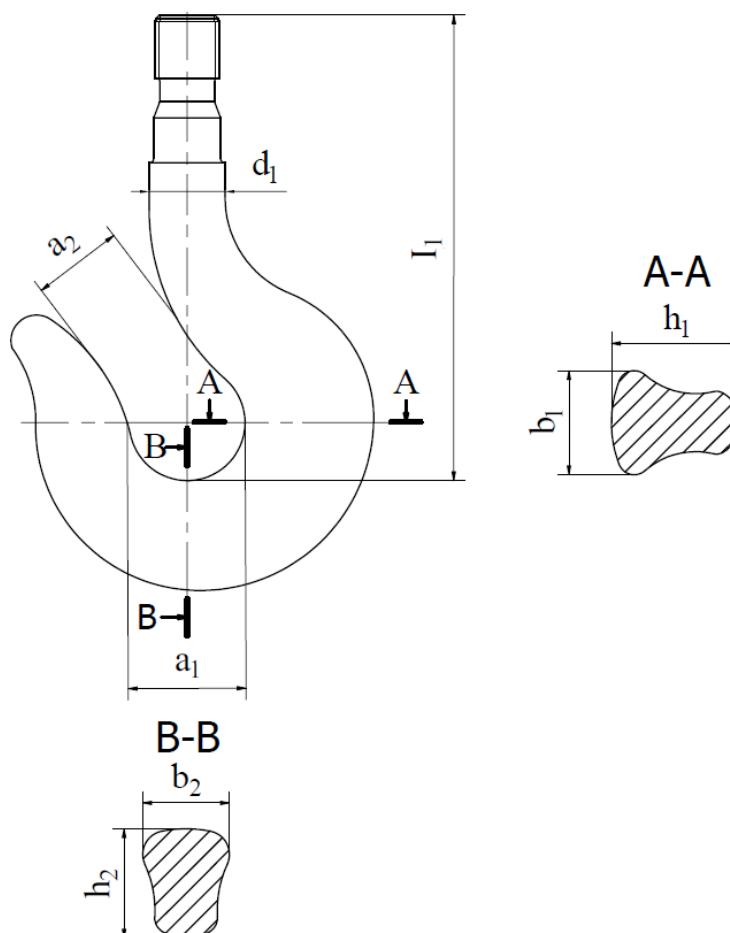
Tab. 5-1 Základní parametry zvoleného háku [16].

Pevnostní třída	Nosnost	Hmotnost	Materiál
M (2m)	25000 kg	95 kg	StE 285

5.4.1 ROZMĚRY ZVOLENÉHO HÁKU

[16]

$a_1 = 160 \text{ mm}$	$d_1 = 106 \text{ mm}$
$a_2 = 125 \text{ mm}$	$h_1 = 180 \text{ mm}$
$b_1 = 140 \text{ mm}$	$h_2 = 150 \text{ mm}$
$b_2 = 118 \text{ mm}$	$I_1 = 653 \text{ mm}$



Obr. 5-6 Rozměrové schéma jednoduchého jeřábového háku.

5.4.2 STANOVENÍ MINIMÁLNÍHO PRŮMĚRU DŘÍKU

[5], str. 102

$$\sigma_{td} = \frac{F_s}{S_d} = \frac{F_s}{\frac{\pi \cdot d_{hmin}^2}{4}} \leq \sigma_{tdov} \quad [\text{MPa}] \quad (5.24)$$

$$d_{\text{hmin}} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_s}{\pi \cdot \sigma_{\text{tDOV}}}} \quad [\text{mm}] \quad (5.25)$$

$$d_{\text{hmin}} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 253098}{\pi \cdot 56}}$$

$$d_{\text{hmin}} \geq 75,86 \text{ mm} \Rightarrow \text{minimální průměr dřívku zvýšen na } d_{\text{hmin}} = 85 \text{ mm}$$

Kde: σ_{td} [MPa] tahové napětí působící v dřívku
 σ_{tDOV} [MPa] dovolené tahové napětí dřívku, dle [5], str. 102
 F_s [N] statická síla zatěžující hák, z rovnice (5.11)
 S_d [mm²] plocha průřezu dřívku

5.4.3 STANOVENÍ ROZMĚRŮ ZÁVITU HÁKU

[7], str. 54

S ohledem na požadovanou nosnost a průměr dřívku háku je za využití norem ČSN EN 13001-3-5 zvolen oblý závit Rd100x12. Délka závitové části dřívku neboli výška matice nesmí být dle zmíněných norem menší než $0,8 \cdot d_3$ (vnější průměr závitu).

Tab. 5-2 Parametry zvoleného závitu [7], str. 54.

Vnější průměr	Střední průměr	Malý průměr	Stoupání závitu	Nosná výška závitu	Délka závitové části dřívku
100 mm	94 mm	88 mm	12 mm	6 mm	100 mm

MINIMÁLNÍ VÝŠKA MATICE

[5], str. 102

$$L_{\text{zmin}} = \frac{F_s \cdot P_z}{\pi \cdot d_2 \cdot h_z \cdot p_{\text{zDOV}}} \quad [\text{mm}] \quad (5.26)$$

$$L_{\text{zmin}} = \frac{253098 \cdot 12}{\pi \cdot 94 \cdot 6 \cdot 20}$$

$$L_{\text{zmin}} = 85,71 \text{ mm} \Rightarrow \text{z výpočtu plyne, že zvolená výška matice } L_z = 100 \text{ mm je dostačující}$$

Kde: p_{zDOV} [MPa] dovolený tlak v závitech dle [5], str. 102
 F_s [N] statická síla zatěžující hák, z rovnice (5.11)
 L_z [mm] výška matice, z tab. 5-2
 d_2 [mm] střední průměr závitu, z tab. 5-2
 h_z [mm] nosná výška závitu, z tab. 5-2
 P_z [mm] stoupání závitu, z tab. 5-2

5.5 LOŽISKA

Ložiska jsou prvky sloužící k přenosu kroutícího momentu. V tomto koncepčním řešení kladnice je využito několik radiálních ložisek a jedno axiální ložisko. Výpočet je proveden podle [11].

5.5.1 RADIÁLNÍ LOŽISKA PRO ULOŽENÍ KLADEK

Radiální ložiska pro uložení kladek mají nízké otáčky, proto jsou ve výpočtech uvažovány pouze statické síly.

RADIÁLNÍ ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA LOŽISKO

$$F_r = \frac{Q_s \cdot g}{n_l} \quad [\text{N}] \quad (5.27)$$

$$F_r = \frac{25800 \cdot 9,81}{8}$$

$$F_r = 31637,25 \text{ N}$$

Kde: Q_s [kg] zatížení od statických sil, z rovnice (5.1)
 g [m.s⁻²] tíhové zrychlení
 n_l [-] počet ložisek (voleno)

EKVIVALENTNÍ STATICKÉ ZATÍŽENÍ

$$P_o = X_o \cdot F_r + Y_o \cdot F_a \quad [\text{N}] \quad (5.28)$$

$$P_o = 1 \cdot 31637,25 + 0 \cdot 0$$

$$P_o = 31637,25 \text{ N}$$

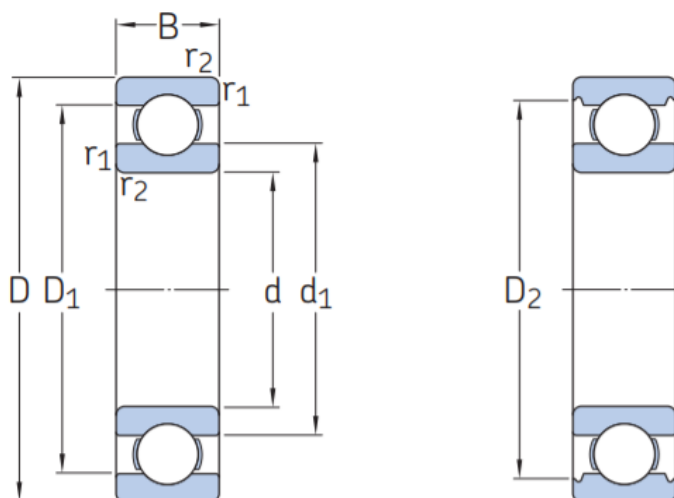
Kde: F_a [N] axiální zatížení působící na ložisko
 F_r [N] radiální zatížení působící na ložisko, z rovnice (5.27)
 Y_o [-] koeficient axiálního dynamického zatížení, dle [3], str. 507
 X_o [-] koeficient radiálního dynamického zatížení, dle [3], str. 507

VOLBA LOŽISKA

Na základě vypočítaného ekvivalentního statického zatížení je zvoleno radiální kuličkové ložisko s oboustranným krytím SKF 6218-2RS1 [12], str. 288.

Tab. 5-3 Parametry zvoleného radiálního ložiska [12].

Vnější průměr	Vnitřní průměr	Šířka	C	C _o
160 mm	90 mm	30 mm	101 kN	73,5 kN



Obr. 5-7 Schéma radiálního kuličkového ložiska [12].

KONTROLA STATICKÉ ÚNOSNOSTI NAVRŽENÉHO LOŽISKA

$$C_o = S_o \cdot P_o \leq C_{oDOV} \quad [\text{N}] \quad (5.29)$$

$$C_o = 1,5 \cdot 31637,25$$

$$C_o = 47455,88 \text{ N}$$

$$C_o \leq C_{oDOV} \Rightarrow 47455,88 \text{ N} < 73500 \text{ N} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde:	C_{oDOV}	[N]	dovolená statická únosnost, z tab. 5-3
	C_o	[N]	základní statická únosnost
	S_o	[-]	statická bezpečnost, dle [11]
	P_o	[-]	ekvivalentní statické zatížení, z rovnice (5.28)

5.5.2 AXIÁLNÍ LOŽISKO PRO ULOŽENÍ HÁKU

U výpočtu axiálního ložiska jsou uvažovány taktéž jako u radiálních ložisek pouze statické síly.

AXIÁLNÍ ZATÍŽENÍ PŮSOBÍCÍ NA LOŽISKO

$$F_a = Q_s \cdot g \quad [\text{N}] \quad (5.30)$$

$$F_a = 25800 \cdot 9,81$$

$$F_a = 253098 \text{ N}$$

Kde:	Q_s	[kg]	zatížení od statických sil, z rovnice (5.1)
	g	[m.s ⁻²]	tíhové zrychlení

EKVIVALENTNÍ STATICKÉ ZATÍŽENÍ

$$P_o = F_a = 253098 \text{ N} \quad [\text{N}] \quad (5.31)$$

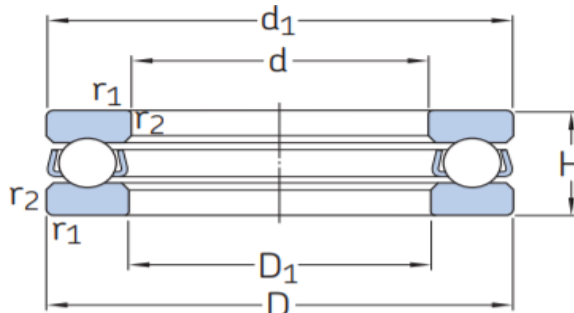
Kde: F_a [N] axiální zatížení působící na ložisko, z rovnice (5.30)

VOLBA LOŽISKA

Na základě vypočítaného ekvivalentního statického zatížení je zvoleno jednosměrné axiální kuličkové ložisko SKF 51224 [12], str. 476.

Tab. 5-4 Parametry zvoleného axiálního ložiska [12].

Vnější průměr	Vnitřní průměr	Šířka	C	C_o
170 mm	120 mm	39 mm	127 kN	390 kN



Obr. 5-8 Schéma axiálního kuličkového ložiska [12].

KONTROLA STATICKÉ ÚNOSNOSTI NAVRŽENÉHO LOŽISKA

$$C_o = S_o \cdot P_o \leq C_{oDOV} \quad [N] \quad (5.32)$$

$$C_o = 0,5 \cdot 253098$$

$$C_o = 126549 \text{ N}$$

$$C_o \leq C_{oDOV} \Rightarrow 126549 \text{ N} < 390000 \text{ N} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde:	C_{oDOV}	[N]	dovolená statická únosnost, z tab. 5-4
	C_o	[N]	základní statická únosnost
	P_o	[N]	ekvivalentní statické zatížení, z rovnice (5.31)
	S_o	[-]	statická bezpečnost, dle [11]

6 POHON ZDVIHOVÉHO ÚSTROJÍ

Pohon zdvihového ústrojí je tvořen z motoru, brzdy a také převodovky, ve které se hnací moment navýší a je veden na lanový buben.

6.1 MOTOR

Motor je důležitou částí pohonu zdvihových ústrojí, u kterých jsou obvykle využívány trojfázové asynchronní motory. Návrh motoru je proveden podle [1].

6.1.1 OTÁČKY LANOVÉHO BUBNU

[1], str. 75

$$n_b = \frac{i_{kl} \cdot v_h}{\pi \cdot D_b} \quad [\text{min}^{-1}] \quad (6.1)$$

$$n_b = \frac{4 \cdot 4,2}{\pi \cdot 0,63}$$

$$n_b = 8,49 \text{ min}^{-1}$$

Kde: D_b [m] jmenovitý průměr lanového bubnu, z rovnice (4.1) a dle [2], str. 302
 v_h [m.min⁻¹] rychlost zdvihu (zadáno)
 i_{kl} [-] převod kladkostroje, z rovnice (3.1)

6.1.2 CELKOVÁ MECHANICKÁ ÚČINNOST ZDVIHOVÉHO ÚSTROJÍ

[1], str. 75

$$\eta_{cz} = \eta_{tot} \cdot \eta_b \cdot \eta_p \quad [-] \quad (6.2)$$

$$\eta_{cz} = 0,978 \cdot 0,96 \cdot 0,97$$

$$\eta_{cz} = 0,91$$

Kde: η_b [-] účinnost lanového bubnu, dle [1], str. 76
 η_{tot} [-] účinnost kladkostroje, z rovnice (3.2)
 η_p [-] účinnost převodovky (udávaná výrobcem), dle [18]

6.1.3 VÝKON MOTORU

[1], str. 75

$$P = \frac{Q_s \cdot g \cdot v_z}{1000 \cdot \eta_{cz}} \quad [\text{kW}] \quad (6.3)$$

$$P = \frac{25800 \cdot 9,81 \cdot 4,2}{1000 \cdot 0,91 \cdot 60}$$

$$P = 19,47 \text{ kW}$$

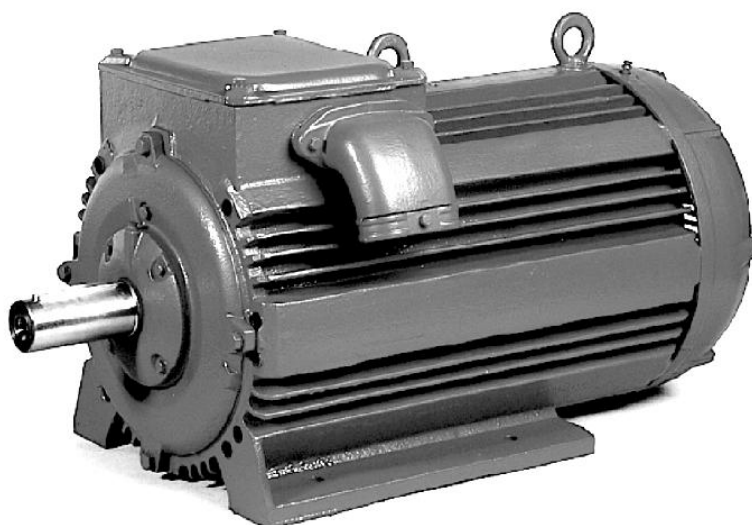
Kde: Q_s [kg] hmotnost břemene a ostatních zvedaných částí, z rovnice (5.1)
 g [m.s⁻²] tíhové zrychlení
 v_z [m.min⁻¹] rychlost zdvihu (zadáno)
 η_{cz} [-] celková mechanická účinnost zdvihového ústrojí, z rovnice (6.2)

6.1.4 VOLBA ELEKTROMOTORU

Na základě vypočtených parametrů je zvolen asynchronní jeřábový kroužkový motor Siemens 200 LK08 [17], str. 16.

Technické parametry motoru Siemens 200 LK08:

Zatěžovatel	$\varepsilon = 25$
Výkon	$P_m = 19,5 \text{ kW}$
Otáčky	$n_m = 705 \text{ min}^{-1} = 11,75 \text{ s}^{-1}$
Kroutící moment motoru	$M_n = 264 \text{ N.m}$
Momentová přetížitelnost	$\xi = 2,1$
Moment setrvačnosti	$J_1 = 0,43 \text{ kg.m}^2$



Obr. 6-1 Jeřábový kroužkový motor [17], str. 3.

6.2 PŘEVODOVKA

Převodovka zdvihového ústrojí je volena podle vypočteného výkonu motoru a převodu mezi elektromotorem a lanovým bubnem. Návrh převodovky je proveden podle [1].

6.2.1 PŘEVOD MEZI ELEKTROMOTOREM A LANOVÝM BUBNEM

[1], str. 76

$$i_p = \frac{n_m}{n_b} \quad [-] \quad (6.4)$$

$$i_p = \frac{705}{8,49}$$

$$i_p = 83,04$$

Kde: n_b $[\text{min}^{-1}]$ otáčky lanového bubnu, z rovnice (6.1)
 n_m $[\text{min}^{-1}]$ jmenovité otáčky motoru, dle [17], str. 16.

6.2.2 VOLBA PŘEVODOVKY

Pro navrhovaný pohon zdvihového ústrojí je zvolena plochá čelní převodovka SK 9382-180 LH/4 od firmy Nord. Zvolená převodová skříň může být dodávána v různých typech provedení (nástrčné, patkové, přírubové). V tomto návrhu je zvolena převodová skříň v patkovém provedení [18], str. 209.

Technické parametry převodovky potřebné pro další výpočet:

Přenášený výkon $P_p = 22 \text{ kW}$

Převodový poměr $i_{př} = 83,19$

6.2.3 KONTROLA ZDVIHOVÉ RYCHLOSTI

[1]

Maximální rozdíl mezi skutečnou zdvihovou rychlostí a zadanou zdvihovou rychlostí může být $\pm 6\%$.

SKUTEČNÉ OTÁČKY LANOVÉHO BUBNU

$$n_{bskut} = \frac{n_m}{i_{př}} \quad [\text{min}^{-1}] \quad (6.5)$$

$$n_{bskut} = \frac{705}{83,19}$$

$$n_{bskut} = 8,47 \text{ min}^{-1}$$

Kde: n_m $[\text{min}^{-1}]$ jmenovité otáčky motoru, dle [17], str. 16.
 $i_{př}$ $[-]$ převodový poměr převodovky, dle [18], str. 209

SKUTEČNÁ ZDVIHOVÁ RYCHLOST

$$v_{hskut} = \frac{n_{bskut} \cdot D_b \cdot \pi}{i_{kl}} \quad [\text{m} \cdot \text{min}^{-1}] \quad (6.6)$$

$$v_{hskut} = \frac{8,47 \cdot 0,63 \cdot \pi}{4}$$

$$v_{hskut} = 4,19 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$

Kde: D_b $[\text{m}]$ jmenovitý průměr lanového bubnu, z rovnice (4.1) a dle [2], str. 302
 n_{bskut} $[\text{min}^{-1}]$ skutečné otáčky lanového bubnu, z rovnice (6.5)
 i_{kl} $[-]$ převod kladkostroje, z rovnice (3.1)

POROVNÁNÍ SKUTEČNÉ A ZADANÉ TEORETICKÉ ZDVIHOVÉ RYCHLOSTI

$$\left(1 - \frac{v_{hskut}}{v_h}\right) \cdot 100 \leq 6\% \quad [\%] \quad (6.7)$$

$$\left(1 - \frac{4,19}{4,2}\right) \cdot 100 \leq 6\%$$

$0,24\% < 6\% \Rightarrow \text{vyhovuje}$

Kde: v_h [m.min⁻¹] rychlost zdvihu (zadáno)
 v_{hskut} [m.min⁻¹] skutečná zdvihová rychlost, z rovnice (6.6)

6.3 KONTROLA ROZBĚHU MOTORU

U motoru je nutné provést kontrolu rozběhového momentu, aby se ověřilo, zda je motor schopen vyvinout dostačující moment k překonání statického momentu břemene a k urychlení pohyblivých hmot systému na požadovanou rychlost. Kontrola je provedena podle [1].

6.3.1 STATICKÉ A SETRVAČNÉ MOMENTY REDUKOVANÉ NA RYCHLOBĚŽNOU HŘÍDEL

Ke zjištění rozběhového momentu je nejdříve nutné redukovat veškeré statické i setrvačné momenty na rychloběžný hřídel (hřídel motoru). Aby bylo možné tyto momenty redukovat, je nezbytné vypočítat i celkový převod kladkostroje, dobu rozběhu a úhlové zrychlení hmot na rychloběžném hřídeli. Výpočty jsou provedeny podle [1], str. 76-78.

CELKOVÝ PŘEVOD KLADKOSTROJE

[1], str. 76

$$i_c = i_{kl} \cdot i_{př} \quad [-] \quad (6.8)$$

$$i_c = 4 \cdot 83,19$$

$$i_c = 332,76$$

Kde: i_{kl} [-] převod kladkostroje, z rovnice (3.1)
 $i_{př}$ [-] převodový poměr převodovky, dle [18], str. 209

STATICKÝ MOMENT BŘEMENE

[1], str. 76

$$M_{st} = \frac{Q_s \cdot g \cdot D_b}{2 \cdot i_c \cdot \eta_{cz}} \quad [N.m] \quad (6.9)$$

$$M_{st} = \frac{25800 \cdot 9,81 \cdot 0,63}{2 \cdot 332,76 \cdot 0,91}$$

$$M_{st} = 263,29 \text{ N.m}$$

Kde: Q_s [kg] hmotnost břemene a ostatních zvedaných částí, z rovnice (5.1)
 D_b [m] jmenovitý průměr lanového bubnu, z rovnice (4.1) a dle [2], str. 302
 g [m.s⁻²] tíhové zrychlení
 i_c [-] celkový převod kladkostroje, z rovnice (6.8)
 η_{cz} [-] celková mechanická účinnost zdvihového ústrojí, z rovnice (6.2)

MOMENT SETRVAČNOSTI SOUČÁSTÍ NA PŘEDLOHÁCH A POMALUBĚŽNÉM HŘÍDELI

[1], str. 77

$$J_2 = \alpha \cdot J_1 \quad [kg.m^2] \quad (6.10)$$

$$J_2 = 1,5 \cdot 0,43$$

$$J_2 = 0,65 \text{ kg.m}^2$$

Kde: J_1 [kg.m²] moment setrvačnosti všech hmot na hřídeli motoru, dle [17], str. 16
 α_1 [-] výpočtový součinitel, dle [1], str. 77

MOMENT SETRVAČNOSTI POSUVNÝCH HMOT

[1], str. 77

$$J_3 = \frac{Q_s \cdot v_{hskut}^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot n_m^2 \cdot \eta_{cz}} \quad [kg \cdot m^2] \quad (6.11)$$

$$J_3 = \frac{25800 \cdot 4,19^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot 705^2 \cdot 0,91}$$

$$J_3 = 0,025 \text{ kg} \cdot m^2$$

Kde: Q_s [kg] hmotnost břemene a ostatních zvedaných částí, z rovnice (5.1)
 v_{hskut} [m.min⁻¹] skutečná zdvihová rychlost, z rovnice (6.6)
 n_m [min⁻¹] jmenovité otáčky motoru, dle [17], str. 16.
 η_{cz} [-] celková mechanická účinnost zdvihového ústrojí, z rovnice (6.2)

MOMENT SETRVAČNOSTI VŠECH POHYBLIVÝCH HMOT SOUSTAVY

[1], str. 77

$$J = J_1 + J_2 + J_3 \quad [kg \cdot m^2] \quad (6.12)$$

$$J = 0,43 + 0,65 + 0,025$$

$$J = 1,105 \text{ kg} \cdot m^2$$

Kde: J_1 [kg.m²] moment setrvačnosti všech hmot na hřídeli motoru, dle [17], str. 16
 J_2 [kg.m²] moment setrvačnosti součástí na předlohách a pomaluběžném hřídeli, z rovnice (6.10)
 J_3 [kg.m²] moment setrvačnosti posuvných hmot, z rovnice (6.11)

DOBA ROZBĚHU MOTORU

[1], str. 78

$$t_r = \frac{v_{hskut}}{60 \cdot a} \quad [s] \quad (6.13)$$

$$t_r = \frac{4,19}{60 \cdot 0,1}$$

$t_r = 0,7 \text{ s} \Rightarrow$ doba rozběhu bývá 1 ÷ 6 sekund, proto je doba rozběhu zaokrouhlena na $t_r = 1 \text{ s}$

Kde: v_{hskut} [m.min⁻¹] skutečná zdvihová rychlost, z rovnice (6.6)
 a [m.s⁻²] zrychlení svislého pohybu břemene, dle [1], str. 78

ÚHLOVÉ ZRYCHLENÍ HMOT NA HŘÍDELI MOTORU

[1], str. 77

$$\varepsilon = \frac{\pi \cdot n_m}{30 \cdot t_r} \quad [s^{-2}] \quad (6.14)$$

$$\varepsilon = \frac{\pi \cdot 705}{30 \cdot 1 \cdot 60}$$

$$\varepsilon = 1,23 \text{ s}^{-2}$$

Kde: n_m [min⁻¹] jmenovité otáčky motoru, dle [17], str. 16
 t_r [s] doba rozběhu motoru, z rovnice (6.13)

SETRVAČNÝ MOMENT POHYBLIVÝCH HMOT

[1], str. 77

$$M_s = J \cdot \varepsilon \quad [\text{N.m}] \quad (6.15)$$

$$M_s = 1,105 \cdot 1,23$$

$$M_s = 1,36 \text{ N.m}$$

Kde: J_1 [kg.m²] setrvačný moment všech pohyblivých hmot soustavy, dle [17], str. 16
 ε [s⁻²] úhlové zrychlení hmot na hřídeli motoru, z rovnice (6.14)

6.3.2 KONTROLA ROZBĚHOVÉHO MOMENTU MOTORU

[1], str. 76

$$M_r = M_{st} + M_s \quad [\text{N.m}] \quad (6.16)$$

$$M_r = 263,29 + 1,36$$

$$M_r = 264,65 \text{ N.m}$$

$$M_r \leq \xi \cdot M_n \quad [\text{N.m}] \quad (6.17)$$

$$264,65 \leq 2,1 \cdot 264$$

$$264,65 \text{ N.m} < 554,4 \text{ N.m} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kde: M_r [N.m] rozběhový moment motoru
 M_{st} [N.m] statický moment břemene, z rovnice (6.9)
 M_n [N.m] kroutící moment motoru, dle [17], str. 16.
 M_s [N.m] setrvačný moment všech posuvných hmot, z rovnice (6.15)
 ξ [-] momentová přetížitelnost, dle [17], str. 16

6.4 BRZDA

Pro bezpečné zastavení pohybu zdvihového ústrojí je nutné zvolit vhodnou brzdu. Návrh brzd je proveden podle [1].

6.4.1 STATICKÝ MOMENT BŘEMENE REDUKOVANÝ NA HŘÍDEL BRZDY

[1], str. 78

$$M_{ST} = \frac{Q_s \cdot g \cdot D_b \cdot \eta_{cz}}{2 \cdot i_{kl} \cdot i_{př}} \quad [\text{N.m}] \quad (6.18)$$

$$M_{ST} = \frac{25800 \cdot 9,81 \cdot 0,63 \cdot 0,91}{2 \cdot 4 \cdot 83,19}$$

$$M_{ST} = 218,03 \text{ N.m}$$

Kde: Q_s [kg] hmotnost břemene a ostatních zvedaných částí, z rovnice (5.1)
 D_b [m] jmenovitý průměr lanového bubnu, z rovnice (4.1) a dle [2], str. 302
 g [m.s⁻²] tíhové zrychlení
 η_{cz} [-] celková mechanická účinnost zdvihového ústrojí, z rovnice (6.2)
 i_{kl} [-] převod kladkostroje, z rovnice (3.1)
 $i_{př}$ [-] převodový poměr převodovky, dle [18], str. 209
 β [-] bezpečnost brzd pro střední provoz, dle [1], str. 78

6.4.2 POTŘEBNÝ BRZDNÝ MOMENT

[1], str. 78

$$M_b = \beta \cdot M_{ST} \quad [\text{N.m}] \quad (6.19)$$

$$M_b = 1,75 \cdot 218,03$$

$$M_b = 381,55 \text{ N.m}$$

Kde: M_{ST} [N.m] statický moment břemene redukovaný na hřídel brzdy, z rovnice (6.18)

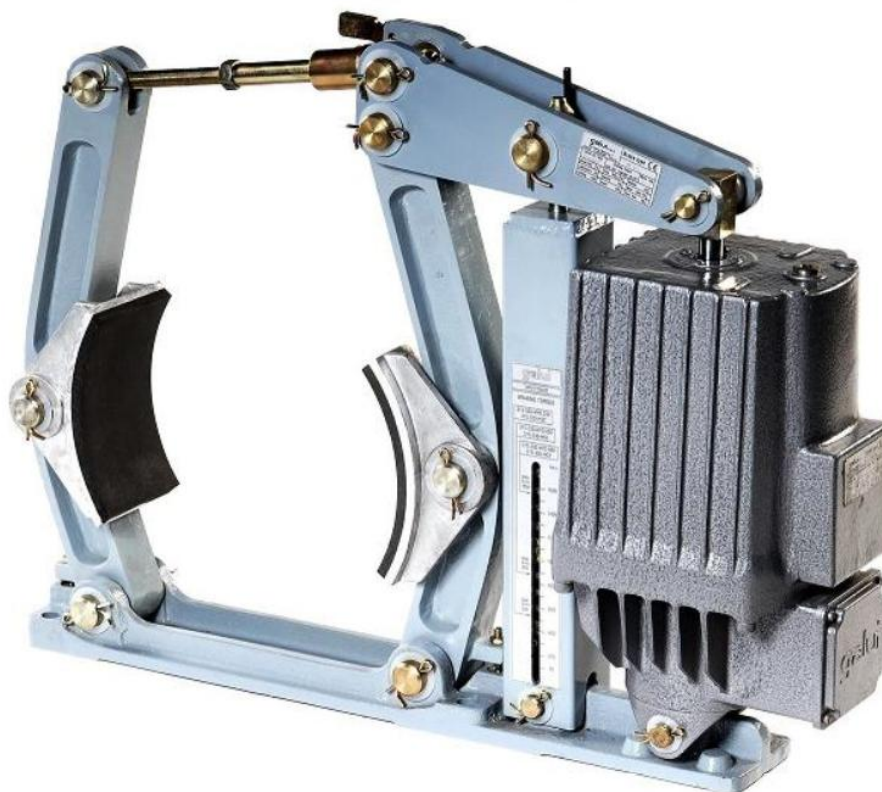
β [-] bezpečnost brzdy pro střední provoz, dle [1], str. 78

6.4.3 VOLBA BRZDY

Dle vypočteného brzdného momentu je zvolena dvoučelist'ová brzda s elektrohydraulickým odbrzd'ovačem N(NV).400.HYD.051/06 od firmy Galvi [19], str. 4.

Tab. 6-1 Základní parametry brzdy [19].

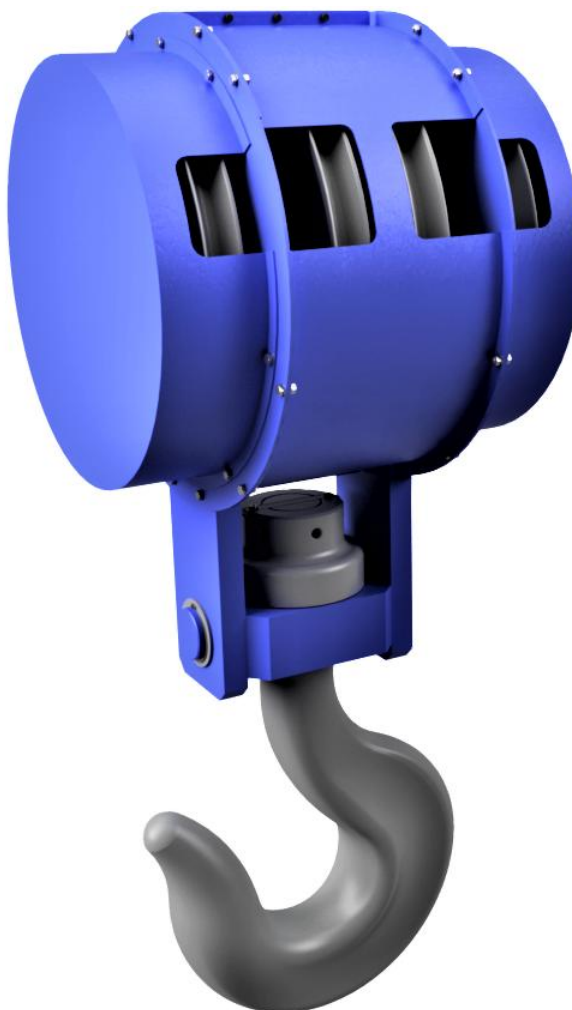
Minimální brzdny moment	Maximální brzdny moment	Průměr kotouče
250 N.m	860 N.m	400 mm



Obr. 6-2 Dvoučelist'ová brzda [19].

7 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ Kladnice

7.1 SESTAVA Kladnice



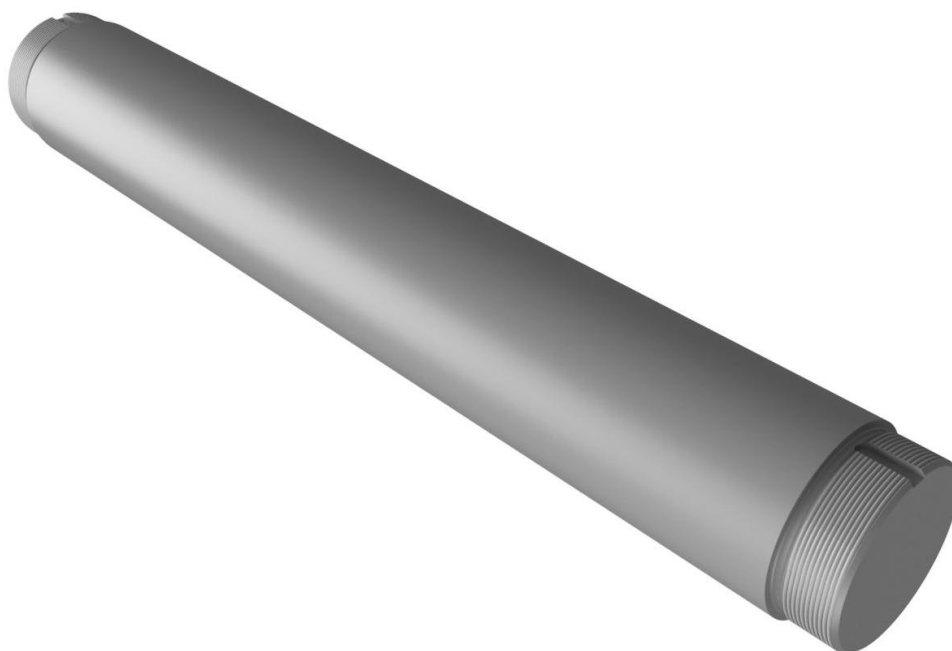
Obr. 7-1 Kladnice s jednoduchým hákem.

V tomto konstrukčním návrhu je zvolena kladnice zahrnující čtyři vodící kladky. Počet kladek se odvíjí od požadavků kladených na nosnost kladnice. Mezi další části patří čep kladek, distanční kroužky, bočnice, příčník, jednoduchý jeřábový hák, matice, příložka a na závěr také krytování vodících kladek. Popisy těchto jednotlivých částí jsou obsaženy v následujících podkapitolách.

Materiály jednotlivých komponent:

S235JRG1	krytování vodících kladek, příložka
42 2650.2	vodící kladky
E295	čep
S355JO	bočnice
E335	příčník, matice
USt34-2	distanční kroužky

7.2 ČEP



Obr. 7-2 Čep.

Čep je válcová strojní součást, která je v kladnici umístěna v horizontální poloze a je namáhána především radiálními silami. V tomto konstrukčním řešení slouží čep jako prvek nesoucí čtyři vodící kladky a dvě bočnice, které s sebou nesou tíhu dalších strojních součástí. Z hlediska výroby je navržen tak, aby byla jeho výroba co nejjednodušší. Zajištění veškerých strojních součástí čepu je provedeno za pomoci matic KM s MB podložkami, které jsou umístěny na koncích čepu, přičemž konce jsou opatřeny závity M85x2.

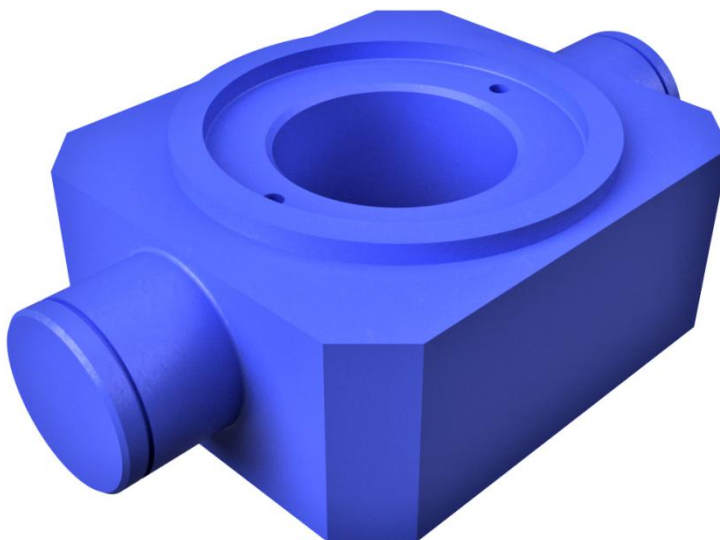
7.3 VODÍCÍ Kladky



Obr. 7-3 Vodící kladka.

Vodící kladky udávají lanu potřebný směr a jsou umístěny na čepu kladek. Kladky jsou uloženy za využití kuličkových ložisek, pojistných kroužků pro díry a distančních kroužků. Drážka po obvodě kladky je vysoustružena tak, aby umožňovala bezproblémové vedení zvoleného lana.

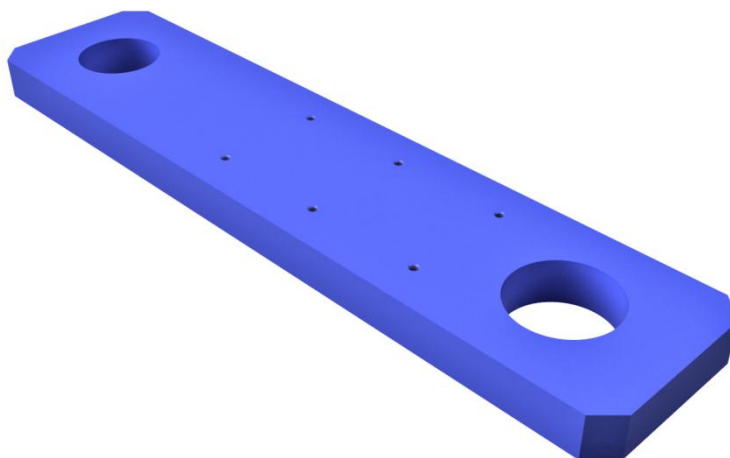
7.4 PŘÍČNÍK



Obr. 7-4 Příčník.

Příčník je uchycený v bočnicích za pomoci pojistných kroužků a tvoří důležitou část kladnice sloužící k umístění jeřábového háku. Aby došlo k bezpečnému opření pojistného kroužku o stěnu drážky, je mezi bočnicí a kroužkem umístěna podložka. Mimo jiné je v příčníku nalisováno axiální kuličkové ložisko sloužící k otáčení háku. Kuličkové ložisko je možné při výměně z příčníku demontovat za pomoci dvou vyvrtaných otvorů, kterými lze toto ložisko vytlačit.

7.5 BOČNICE



Obr. 7-5 Bočnice.

Bočnice jsou prvky umožňující spojení čepu a příčníku kladnice. Jsou v nich vyvrtány díry se závity, které zajišťují správnou polohu krytu kladek.

7.6 JEDNODUCHÝ JEŘÁBOVÝ HÁK



Obr. 7-6 Jednoduchý jeřábový hák.

U zvoleného jednoduchého háku sloužícímu k uchopení břemene je na základě zadaných parametrů upraven jeho dřík. Na dříku je vyhotoven oblý závit Rd100x12, který zajišťuje bezpečné uchycení háku a na konci dříku je vyfrézována drážka sloužící pro umístění příložky, která zabraňuje vytáčení háku z matice.

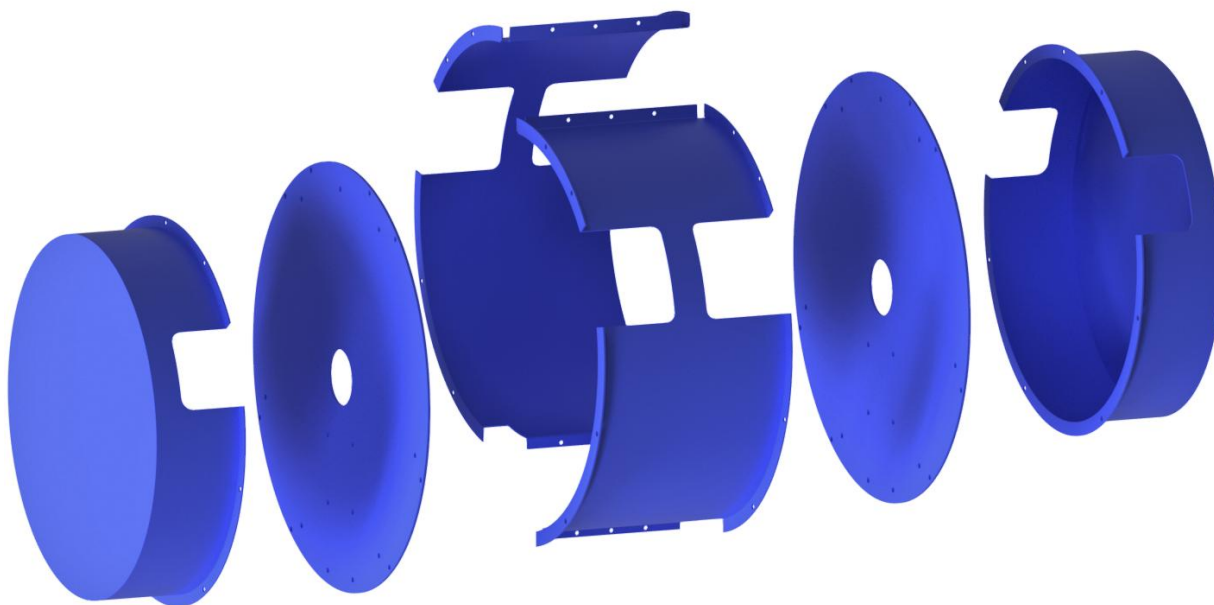
7.7 MATICE



Obr. 7-7 Matice.

Matice je prvek zajišťující jeřábový hák a zároveň také poskytuje krytí pro axiální kuličkové ložisko. V matici je vyhotoven oblý závit Rd100x12 a po vnějším obvodu matice je šest otvorů, které slouží k bezpečnému dotažení. V horní části je vyfrézována drážka a vyvrtány dvě díry se závitem pro umístění příločky.

7.8 KRYTOVÁNÍ VODÍCÍCH KLADEK



Obr. 7-8 Krytování vodících kladek.

Krytování vodících kladek zabraňuje vniknutí nežádoucích těles mezi kladky a provlečené lano. Je tvořeno z několika částí, u kterých základ tvoří úchyty, na kterých jsou přišroubovány jak boční kryty, tak i dělený střední kryt. V bočnicích jsou vyvrtány díry se závitem, kam jsou za pomoci šroubů M8 a podložek tyto úchyty přišroubovány. Obě části děleného krytu jsou vzájemně spojeny šrouby M6 s podložkami a maticemi, aby navržené krytování zaručovalo celkovou dostatečnou tuhost.

ZÁVĚR

Na základě zadaných technických parametrů bylo zkonstruováno zdvihové ústrojí jeřábové kočky o nosnosti 25 000 kg. Veškeré výpočty, které se vyskytují v této práci, jsou provedeny dle platných norem a doporučené literatury.

Při volbě vhodného kladkostroje byl kladen důraz na to, aby došlo k dostatečnému rozložení radiálních sil namáhajících čep kladek, který je umístěný v kladnici. Průměry středních vodících kladek jsou oproti těm krajovým o řád vyšší, aby nedocházelo k překřížení lana ani v nejnižším bodě kladnice. Vhodná volba a kontrola šestipramenného lana představuje jednu z nejdůležitějších částí návrhu zdvihového ústrojí. Při volbě rozměrů lanového bubnu bylo vycházeno z toho, aby celková délka lanového bubnu byla co nejmenší.

Konstrukce kladnice je navržena dle pevnostních výpočtů a splňuje veškeré napěťové podmínky, které tyto výpočty zahrnují. Jednotlivé díly kladnice jsou navrženy tak, aby jejich výroba byla co nejjednodušší. Navržené krytování vodících kladek umožňuje bezproblémovou demontáž bočních krytů a středního děleného krytu i za stavu, kdy je kladnice zavěšena na lanovém systému.

Při volbě jednotlivých komponent pohonu zdvihového ústrojí a ložisek kladnice bylo vycházeno z aktuálních katalogů uvedených výrobců. U ložisek je patrné, že při jejich volbě došlo k lehkému předimenzování, které ovšem nemá nějaký znatelný vliv na teoretické celkové náklady návrhu.

Cíle této bakalářské práce byly splněny a navržené zdvihové ústrojí s ohlednutím na již zmíněné výpočty zajišťuje bezproblémové využití ve středním provozu. Výstupem návrhu je výkresová dokumentace, která byla vytvořena v Autodesk Inventor a AutoCad.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: Vysoké učení technické, 1988.
- [2] VÁVRA, P. a KOL. *Strojnické tabulky pro SPŠ strojnické*. Praha: SNTL, 1983.
- [3] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 5., upr. vyd. Úvaly: Albra, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [4] JANÍČEK, Přemysl a Zdeněk FLORIAN. *Mechanika těles: pružnost a pevnost I*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-214-2592-X.
- [5] BIGOŠ, Peter, Jozef KULKA, Melichar KOPAS a Martin MANTIČ. *Teória a stavba zdvihačích a dopravných zariadení*. Košice: TU v Košiciach, Strojnícka fakulta, 2012. Edícia vedeckej a odbornej literatúry (Technická univerzita v Košiciach). ISBN 978-805-5311-876.
- [6] MYNÁŘ, Břetislav a Jaroslav KAŠPÁREK. *Dopravní a manipulační zařízení: pro posluchače bakalářského studia FSI VUT v Brně*. Brno, 2001. VUT Brno.
- [7] ČSN EN 13001-3-5: *Jeřáby – Návrh obecně – Část 3-5: Mezní stavy a prokázání způsobilosti kovaných háků*. Praha: Český normalizační institut, 2018.
- [8] ČSN ISO 4301-1: *Jeřáby a zdvihačí zařízení. Klasifikace. Část 1: Všeobecně*. Praha: Český normalizační institut, 1992.
- [9] ČSN EN 13001-2: *Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 2: Účinky zatížení*. Praha: Český normalizační institut, 2015.
- [10] ČSN EN 13001-3-2: *Jeřáby – Návrh všeobecně – Část 3-2: Mezní stavy a prokázání způsobilosti ocelových lan v lanových systémech*. Praha: Český normalizační institut, 2015.
- [11] Volba velikosti na základě statického zatížení. *SKF.com* [online]. [cit. 2019-03-04]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/principles/bearing-selection-process/bearing-size/size-selection-based-on-static-load/index.html>
- [12] Rolling bearings. *SKF.com* [online]. [cit. 2019-03-04]. Dostupné z: https://www.skf.com/binary/151-121486/Rolling-bearings---17000_1-EN.pdf
- [13] Speciální ocelové lano VEROSTAR 8. *ELIS, spol. s r.o.* [online]. [cit. 2019-03-03]. Dostupné z: https://ocelovalana.cz/assets/img/VEROSTAR_8.pdf
- [14] Šestipramenné lano SEAL 6x27S-IWRC. *Techlan Chudoba s.r.o.* [online]. [cit. 2019-03-03]. Dostupné z: <https://www.techlan.cz/sestipramenne-lano-seal-6x27s-iwrc>
- [15] Šestipramenné ocelové lano - SEAL - 162 drátů (6 x 27). *REGION, spol. s r.o.* [online]. [cit. 2019-03-03]. Dostupné z: <http://www.region-lana.cz/ocelovalana/sestipramenna-ocelova-lana---seal/sestipramenne-ocelove-lano---seal---162-dratu-6-x-27.html>
- [16] Kované háky dle DIN 15401 / 15402. *Vingu.cz* [online]. [cit. 2019-03-04]. Dostupné z: <http://www.vingu.cz/katalog/kovane-haky-dle-din-15401-15402>

- [17] Trojfázové asynchronní motory hutní jeřábové kroužkové. *Elektromotory Moravec s.r.o.* [online]. [cit. 2019-03-04]. Dostupné z: http://www.elektromotory.net/upload/file/katalog_p.pdf
- [18] G1000 IE2 - Pohony s konstantními otáčkami. *NORD - Poháněcí technika, s. r. o.* [online]. [cit. 2019-03-04]. Dostupné z: https://www.nord.com/cms/media/documents/bw/G1000_IE2_CZ_0713.pdf
- [19] Galvi shoe brakes catalogue. *SGH s.r.o. Žeriavová technika* [online]. [cit. 2019-03-04]. Dostupné z: <http://www.sgh.sk/wp-content/uploads/2015/12/GALVI-Shoe-Brakes-Catalogue-2016-1.pdf>
- [20] Katalog - Region 2017. *REGION, spol. s r.o.* [online]. [cit. 2019-03-03]. Dostupné z: <http://www.region-lana.cz/editor/filestore/File/Katalog-Region-2017.pdf>

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

a	[m.s ⁻²]	zrychlení svislého pohybu
b_b	[mm]	šířka bočnice
b_p	[mm]	tloušťka stěny příčnicku v oblasti 2
C_o	[N]	základní statická únosnost
C_{oDOV}	[N]	dovolená statická únosnost
d	[mm]	jmenovitý průměr lana
D_1	[mm]	průměr lanového bubnu pod lanem
d_2	[mm]	střední průměr závitu
D_b	[mm]	jmenovitý průměr lanového bubnu
D_{bmin}	[mm]	minimální jmenovitý průměr lanového bubnu
$d_{\check{c}}$	[mm]	průměr čepu
d_{hmin}	[mm]	minimální průměr dřívku
D_m	[mm]	nejmenší příslušný průměr
d_p	[mm]	průměr postranních čepů
D_{voj}	[mm]	jmenovitý průměr vodící kladky
D_{vojmin}	[mm]	minimální jmenovitý průměr vodící kladky
$D_{vozmín}$	[mm]	základní teoretický průměr vodící kladky
D_{vyj}	[mm]	jmenovitý průměr vyrovnávací kladky
D_{vyjmin}	[mm]	minimální jmenovitý průměr vyrovnávací kladky
D_{vyzmin}	[mm]	základní teoretický průměr vyrovnávací kladky
F_a	[N]	axiální zatížení působící na ložisko
F_b	[N]	síla působící na bočnici
F_j	[N]	jmenovitá nosnost lana
F_{jp}	[N]	potřebná nosnost lana
F_k	[N]	síla působící na kladku
F_{Ls}	[N]	statické zatížení lana
F_r	[N]	radiální zatížení působící na ložisko
$F_{Rd,s}$	[N]	návrhová síla únosnosti v laně
F_s	[N]	statická síla
f_{s1}	[-]	součinitel zvýšení návrhové síly v laně
f_{s2}	[-]	součinitel nerovnoběžného nosného průřezu
f_{s3}	[-]	součinitel vodorovných sil na břemeno zdvihu

$F_{Sd,s}$	[N]	návrhová síla v laně
g	[m.s ⁻²]	tíhové zrychlení
G	[kg]	hmotnost částí zvedaných současně s břemenem
H	[mm]	zdvih břemene
h_b	[mm]	tloušťka bočnice
h_p	[mm]	výška příčnicku
h_z	[mm]	nosná výška závitu
i_c	[-]	celkový převod kladkostroje
i_{kl}	[-]	převod kladkostroje
i_p	[-]	převod mezi elektromotorem a lanovým bubnem
$i_{př}$	[-]	převodový poměr převodovky
J	[kg.m ²]	moment setrvačnosti všech pohyblivých hmot soustavy
J_1	[kg.m ²]	moment setrvačnosti všech hmot na hřídeli motoru
J_2	[kg.m ²]	moment setrvačnosti součástí na předlohách a pomaluběžném hřídeli
J_3	[kg.m ²]	moment setrvačnosti posuvných hmot
J_y	[mm ⁴]	kvadratický osový moment obdélníkového průřezu
J_{yp}	[mm ⁴]	kvadratický osový moment k ose Y
k	[-]	koeficient bezpečnosti
k_L	[-]	bezpečnost lana
k_{Ls}	[-]	skutečný součinitel bezpečnosti lana
l	[mm]	délka ½ závitové části lanového bubnu
L_1	[mm]	navíjená délka lana v jedné větvi lanového systému
l_1	[mm]	délka střední hladké části lanového bubnu
l_2	[mm]	délka krajní hladké části lanového bubnu
l_b	[mm]	celková délka lanového bubnu
L_p	[mm]	délka příčnicku
L_z	[mm]	výška matice
L_{zmin}	[mm]	minimální výška matice
m_b	[kg]	hmotnost břemene
M_b	[N.m]	potřebný brzdový moment
m_h	[kg]	předpokládaná hmotnost háku a přidružených součástí
m_{hr}	[kg]	hmotnost prvků působících na nosný průřez lana
m_{kl}	[kg]	předpokládaná hmotnost kladnice

M_{kmax}	[N.mm]	maximální kroutící moment
m_L	[kg]	hmotnost lana
M_n	[N.m]	kroutící moment motoru
M_{o1}	[N.mm]	ohybový moment v oblasti 1
M_{o2}	[N.mm]	ohybový moment v oblasti 2
M_{o3}	[N.mm]	ohybový moment v oblasti 3
M_{o4}	[N.mm]	ohybový moment v oblasti 4
M_{oI}	[N.mm]	ohybový moment v oblasti I
M_{oII}	[N.mm]	ohybový moment v oblasti II
M_{oIII}	[N.mm]	ohybový moment v oblasti III
M_{oIV}	[N.mm]	ohybový moment v oblasti IV
M_{omax}	[N.mm]	maximální ohybový moment
M_{oV}	[N.mm]	ohybový moment v oblasti V
M_r	[N.m]	rozběhový moment motoru
M_s	[N.m]	setrvačný moment všech posuvných hmot, redukovaný na hřídel motoru
M_{st}	[N.m]	statický moment břemene
M_{ST}	[N.m]	statický moment břemene redukovaný na hřídel brzdy
n	[-]	počet nosných průřezů lana
n_b	[min ⁻¹]	otáčky lanového bubnu
n_{bskut}	[min ⁻¹]	skutečné otáčky lanového bubnu
n_l	[-]	počet ložisek
n_L	[-]	počet nosných průřezů lana v jedné větvi lanového systému
n_m	[min ⁻¹]	jmenovité otáčky motoru
n_s	[-]	počet pevných kladek mezi bubnem a pevnou částí
n_z	[-]	počet závitů
p	[MPa]	tlak v závitech
P	[kW]	výkon motoru
p_b	[MPa]	tlakové zatížení
p_{DOV}	[MPa]	dovolený tlak
P_o	[N]	ekvivalentní statické zatížení
P_z	[mm]	stoupání závitu
p_{zDOV}	[MPa]	dovolený tlak v závitech
Q	[kg]	hmotnost normového břemene

Q_s	[kg]	hmotnost břemene a ostatních zvedaných částí
Re	[MPa]	mez kluzu daného materiálu
R_m	[MPa]	mez pevnosti daného materiálu
S	[mm ²]	průřez čepu kladek
s_b	[mm]	tloušťka stěny lanového bubnu
S_b	[mm ²]	plocha příčného průřezu bočnice
S_{b1}	[mm ²]	zatěžovaná plocha
S_d	[mm ²]	plocha průřezu dříku
S_o	[-]	statická bezpečnost
S_p	[mm]	šířka příčnicku
t	[mm]	rozteč závitů na lanovém bubnu
t_r	[s]	doba rozběhu motoru
v_h	[m.min ⁻¹]	rychlost zdvihu
v_{hskut}	[m.min ⁻¹]	skutečná zdvihová rychlost
W_k	[mm ³]	průřezový modul v krutu
W_o	[mm ³]	průřezový modul v ohybu
W_{op}	[mm ³]	modul průřezu v ohybu příčnicku
x_1	[mm]	délka intervalu v oblasti 1
x_2	[mm]	délka intervalu v oblasti 2
x_3	[mm]	délka intervalu v oblasti 3
x_I	[mm]	délka intervalu v oblasti I
x_{II}	[mm]	délka intervalu v oblasti II
x_{III}	[mm]	délka intervalu v oblasti III
X_o	[-]	koeficient axiálního dynamického zatížení
Y_o	[-]	koeficient radiálního dynamického zatížení
z	[-]	počet větví lanového systému
z_b	[-]	počet závitů bubnu pro jednu větev lanového systému
α	[-]	součinitel koncentrace napětí
α_1	[-]	výpočtový součinitel
α_b	[-]	součinitel lanového bubnu
α_{vo}	[-]	součinitel vodící kladky
α_{vy}	[-]	součinitel vyrovnávací kladky
β	[-]	bezpečnost brzdy pro střední provoz

β_2	[s.m ⁻¹]	součinitel závislý na tuhosti jeřábu
β_{\max}	[°]	maximální možný úhel zdvihu
γ_n	[-]	součinitel rizika
γ_p	[-]	dílčí součinitel bezpečnosti
γ_{rb}	[-]	minimální součinitel únosnosti lana
ε	[s ⁻²]	úhlové zrychlení hmot na hřídeli motoru
η_b	[-]	účinnost lanového bubnu
η_{cz}	[-]	celková mechanická účinnost zdvihového ústrojí
η_p	[-]	účinnost převodovky
η_s	[-]	účinnost kladky uložené na valivých ložiskách
η_{tot}	[-]	účinnost kladkostroje
ξ	[-]	momentová přetížitelnost
$\sigma_{\text{čred}}$	[MPa]	redukované napětí čepu
σ_{DOV}	[MPa]	dovolené napětí daného materiálu
σ_{ex}	[MPa]	extrémní napětí
σ_o	[MPa]	ohybové napětí namáhající plášť
σ_{o1}	[MPa]	ohybové napětí v oblasti 1
$\sigma_{o\check{c}}$	[MPa]	ohybové napětí působící na čep
$\sigma_{o\text{DOV}}$	[MPa]	dovolené ohybové napětí
σ_{op}	[MPa]	ohybové napětí příčnicku
σ_{red}	[MPa]	redukované napětí dle hypotézy HMH
σ_{tb}	[MPa]	tahové napětí působící na bočnici
σ_{td}	[MPa]	tahové napětí působící v dříku
$\sigma_{t\text{DOV}}$	[MPa]	dovolené tahové napětí
σ_{tl}	[MPa]	napětí od vnějšího přetlaku
τ_k	[MPa]	smykové napětí namáhající plášť
$\tau_{k\check{c}}$	[MPa]	smykové napětí působící na čep
$\tau_{k\text{DOV}}$	[MPa]	dovolené smykové napětí
Φ	[-]	dynamický součinitel
Φ_{\min}	[-]	minimální dynamický součinitel

SEZNAM PŘÍLOH

KATALOGOVÉ LISTY

Příloha č. 1 - Kuličková ložiska - SKF 6218-2RS1, SKF 51224.

Příloha č. 2 - Asynchronní hutní jeřábový motor - Siemens 200 LK08.

Příloha č. 3 - Plochá čelní převodovka - NORD SK 9382-180 LH/4.

Příloha č. 4 - Dvoučelist'ová brzda ELHY - N(NV).400.HYD.051/06.

VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

Výkres sestavy	KLADNICE	1 - POK - 1.00
Seznam položek	KUSOVNÍK	4 - K - POK - 1.00 (3 listy)
Výkres součásti	VODÍCÍ KLADKA 500	2 - POK - 1/01
Výkres součásti	PŘÍČNÍK	2 - POK - 1/05
Výkres součásti	ČEP KLADEK	3 - POK - 1/03
Výkres součásti	MATICE	3 - POK - 1/06

PŘÍLOHA Č. 1 - KULIČKOVÁ LOŽISKA - SKF 6218-2RS1, SKF 51224

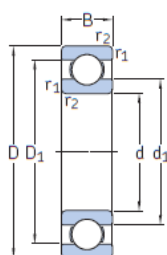
SKF®

Rolling bearings



1.1 Single row deep groove ball bearings

d 80–90 mm



2Z



2RZ



2RS1

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designations	
d	D	B	C	C ₀	P _u	Reference speed	Limiting speed ¹⁾		Bearing open or capped on both sides	capped on one side ¹⁾
mm			kN		kN	r/min		kg	–	
80 cont.	140	26	72,8	55	2,2	9 500	4 800	1,55	► 6216-2Z	6216-Z
	170	39	130	86,5	3,25	8 500	7 500	4,4	6316 M	–
	170	39	130	86,5	3,25	8 500	5 300	3,65	► 6316	–
	170	39	130	86,5	3,25	–	2 600	3,7	► 6316-2RS1	6316-RS1
	170	39	130	86,5	3,25	8 500	4 300	3,75	► 6316-2Z	6316-Z
	200	48	163	125	4,5	7 500	4 800	6,85	6416	–
85	110	13	19,5	16,6	0,88	–	3 400	0,28	► 61817-2RS1	–
	110	13	19,5	16,6	0,88	12 000	6 000	0,28	► 61817-2RZ	–
	110	13	19,5	16,6	0,88	12 000	7 500	0,26	► 61817	–
	120	18	31,9	30	1,25	11 000	7 000	0,55	► 61917	–
	130	14	35,8	33,5	1,37	11 000	6 700	0,64	► 16017	–
	130	22	52	43	1,76	11 000	6 700	0,9	► 6017	–
	130	22	52	43	1,76	–	3 000	0,93	► 6017-2RS1	6017-RS1
	130	22	52	43	1,76	11 000	5 300	0,94	► 6017-2Z	6017-Z
	150	28	87,1	64	2,5	9 000	8 000	2	6217 M	–
	150	28	87,1	64	2,5	9 000	5 600	1,8	► 6217	–
	150	28	87,1	64	2,5	–	2 800	1,9	► 6217-2RS1	6217-RS1
	150	28	87,1	64	2,5	9 000	4 500	1,9	► 6217-2Z	6217-Z
	180	41	140	96,5	3,55	8 000	5 000	4,25	► 6317	–
	180	41	140	96,5	3,55	8 000	7 500	5,2	6317 M	–
	180	41	140	96,5	3,55	–	2 400	4,35	► 6317-2RS1	6317-RS1
90	180	41	140	96,5	3,55	8 000	4 000	4,4	► 6317-2Z	6317-Z
	210	52	174	137	4,75	7 000	4 500	8,05	6417	–
	115	13	19,5	17	0,915	–	3 200	0,29	► 61818-2RS1	–
	115	13	19,5	17	0,915	11 000	5 600	0,29	► 61818-2RZ	–
	115	13	19,5	17	0,915	11 000	7 000	0,28	► 61818	–
	125	18	33,2	31,5	1,29	11 000	6 700	0,59	► 61918	–
	140	16	43,6	39	1,56	10 000	6 300	0,85	► 16018	–
	140	24	60,5	50	1,96	10 000	8 500	1,35	6018 M	–
	140	24	60,5	50	1,96	10 000	6 300	1,15	► 6018	–
	140	24	60,5	50	1,96	–	2 800	1,2	► 6018-2RS1	6018-RS1
	140	24	60,5	50	1,96	10 000	5 000	1,2	► 6018-2Z	6018-Z
	160	30	101	73,5	2,8	8 500	5 300	2,2	► 6218	–
	160	30	101	73,5	2,8	8 500	5 300	2,65	6218 M	–
	160	30	101	73,5	2,8	–	2 600	2,3	► 6218-2RS1	6218-RS1

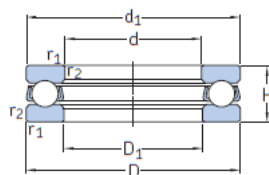
SKF Explorer bearing

► Popular item

¹⁾ For bearings with only one shield or one non-contact seal (Z, RZ) the limiting speeds of the open bearings are valid.

5.1 Single direction thrust ball bearings

d 80 – 140 mm



Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Minimum load factor	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	H	C	C ₀	P _u	A	Reference speed	Limiting speed		
mm			kN		kN	–	r/min		kg	–
80	105	19	44,9	140	5,1	0,12	3 000	4 300	0,42	► 51116
	115	28	76,1	208	7,65	0,22	2 400	3 400	0,91	► 51216
	140	44	159	390	13,7	0,79	1 700	2 400	2,7	► 51316
	170	68	302	750	25	2,3	1 200	1 700	7,95	► 51416 M
85	110	19	44,9	146	5,4	0,14	3 000	4 300	0,44	► 51117
	125	31	97,5	275	9,8	0,39	2 200	3 000	1,2	► 51217
	150	49	174	405	14	1,1	1 600	2 200	3,55	► 51317
	180	72	286	750	24	2,9	1 200	1 600	9,45	► 51417 M
90	120	22	59,2	208	7,5	0,22	2 600	3 800	0,67	► 51118
	135	35	112	290	10,4	0,55	2 000	2 800	1,7	► 51218
	155	50	182	440	14,6	1,3	1 500	2 200	3,8	► 51318
	190	77	307	815	25,5	3,5	1 100	1 500	11	► 51418 M
100	135	25	80,6	265	9,15	0,44	2 400	3 200	0,97	► 51120
	150	38	119	325	10,8	0,62	1 800	2 400	2,2	► 51220
	170	55	225	570	18,3	1,9	1 400	1 900	4,95	► 51320
	210	85	371	1 060	31,5	5,8	950	1 400	15	► 51420 M
110	145	25	83,2	285	9,5	0,52	2 200	3 200	1,05	► 51122
	160	38	125	365	11,6	0,79	1 700	2 400	2,4	► 51222
	190	63	281	815	24,5	3,2	1 200	1 700	7,85	► 51322 M
	230	95	410	1 220	34,5	7,7	900	1 300	20	► 51422 M
120	155	25	85,2	305	9,65	0,58	2 200	3 000	1,15	► 51124
	170	39	127	390	11,8	1	1 600	2 200	2,65	► 51224
	210	70	325	980	28,5	5	1 100	1 500	11	► 51324 M
	250	102	432	1 320	36	16	800	1 100	25,5	► 51424 M
130	170	30	119	440	13,4	0,94	1 900	2 600	1,85	► 51126
	190	45	186	585	17	1,8	1 400	2 000	4	► 51226
	225	75	358	1 140	32	6,8	1 000	1 400	13	► 51326 M
	270	110	520	1 730	45	16	750	1 000	32	► 51426 M
140	180	31	111	440	12,9	1	1 800	2 600	2,05	► 51128
	200	46	190	620	17,6	2	1 400	1 900	4,35	► 51228
	240	80	377	1 220	32,5	9,1	950	1 300	15,5	► 51328 M
	280	112	520	1 730	44	16	700	1 000	34,5	► 51428 M

► Popular item

PŘÍLOHA Č. 2 - ASYNCHRONNÍ HUTNÍ JEŘÁBOVÝ MOTOR - SIEMENS 200 LK08

MEZ

Trojfázové asynchronní
motory hutní jeřábové kroužkové

2 – 180 kW



Siemens Elektromotory s.r.o.
04/1998

Technická data

Asynchronní hutní jeřábové motory

Druh zatížení S3 6h⁻¹

Krytí IP 44, 50 Hz

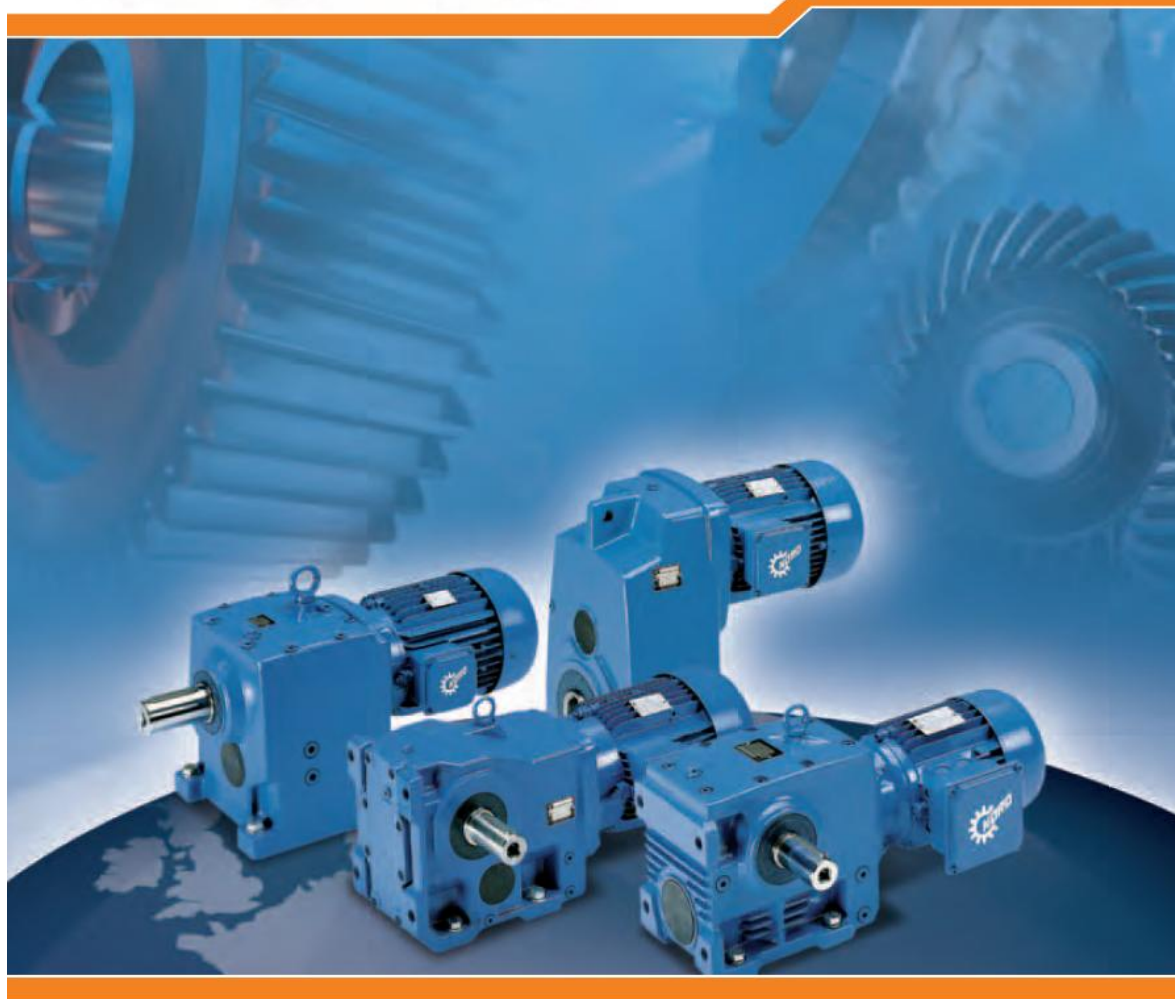
Typ	Zatě- ova- tel (%)	P (kW)	n (min ⁻¹)	M _N (Nm)	M _{max} /M _N -	I ₁ při 380 V (A)	Rotor			J		Hmotnost (kg)	
							I ₂ (A)	U ₂ (V)	R ₂ /20°C (Ω)	motor (kgm ²)	přídavný (kgm ²)		
n ₁ =750 min ⁻¹ , n _{max} =1500 min ⁻¹ , (2p=8)													
160M08	25	5,8	695	79,7	2,4	16	25,5	154	0,194	0,115	0,685	150	
	40	5	700	68,2	2,9	14	22						
	60	4	710	53,8	3,6	13	18						
	100	3,4	720	45,1	4,3	12	15						
160L08	25	7,7	695	106	2,4	21	25	210	0,237	0,148	0,952	170	
	40	6,8	705	92,2	2,7	19,5	22						
	60	5,7	710	76,7	3,3	18	18,5						
	100	4,7	720	62,4	4	16,5	15						
180LK08	25	11,5	710	155	2,2	29	36	200	0,128	0,225	1,325	215	
	40	10	715	134	2,5	26	31						
	60	8,5	720	113	3	24	26						
	100	7,5	725	98,8	3,4	23,5	23						
180L08	25	15,5	715	207	2,2	37	36	268	0,157	0,3	1,8	245	
	40	13,5	720	179	2,6	34	31						
	60	11,5	725	151	3	31	26						
	100	10	730	131	3,5	28	23						
200LK08	25	19,5	705	264	2,1	51	110	120	0,026	0,43	2,17	325	
	40	17	710	229	2,5	47	96						
	60	14,5	720	192	2,9	43	82						
	100	12,5	725	165	3,4	40	71						
200L08	25	23	710	309	2,4	62	97	155	0,029	0,54	2,66	360	
	40	20	715	267	2,8	57	84						
	60	17,5	720	232	3,2	54	74						
	100	15	730	196	3,8	50	63						
225M08	25	31	720	411	2,6	75	85	225	0,044	1,2	3	480	
	40	27	725	356	2,9	68	74						
	60	23	730	301	3,4	62	63						
	100	20	730	262	4	58	55						
250M08	25	41	720	544	2,5	95	88	300	0,049	1,5	4,2	580	
	40	36	725	474	2,8	86	77,5						
	60	31	730	406	3,3	79	67						
	100	26	735	338	3,9	72	56						
280S08	25	57	730	746	2,6	122	104	347	0,037	2,7	4,8	750	
	40	50	730	654	3	110	91						
	60	42	735	546	3,6	96	76						
	100	36	735	468	4,2	87	65,5						
280M08	25	78	730	1021	2,9	166	110	448	0,043	3,5	6,7	865	
	40	68	735	884	3,3	149	96						
	60	58	735	754	3,9	134	82						
	100	50	740	645	4,5	122	70						
315M08	25	103	728	1352	3,2	214	170	395	0,025	6	7,5	1110	
	40	90	730	1178	3,7	193	149						
	60	77	734	1002	4,3	173	127						
	100	65	736	844	5,1	157	107						
355LK08	25	132	730	1728	3,3	283	223	380	0,018	8,25	9,25	1445	
	40	115	734	1497	3,8	256	194						
	60	98	736	1272	4,5	231	166						
	100	83	738	1074	5,3	210	140						
355L08	25	167	733	2177	3,6	368	217	496	0,020	11,5	10,5	1555	
	40	145	736	1882	4,2	335	188						
	60	123	738	1592	4,9	308	160						
	100	105	740	1356	5,8	289	136						

PŘÍLOHA Č. 3 - PLOCHÁ ČELNÍ PŘEVODOVKA - NORD SK 9382-180 LH/4

Intelligent Drivesystems, Worldwide Services

Online verze

Verze pro tisk se skládá ze 2 katalogů
(text, tabulky)



G1000



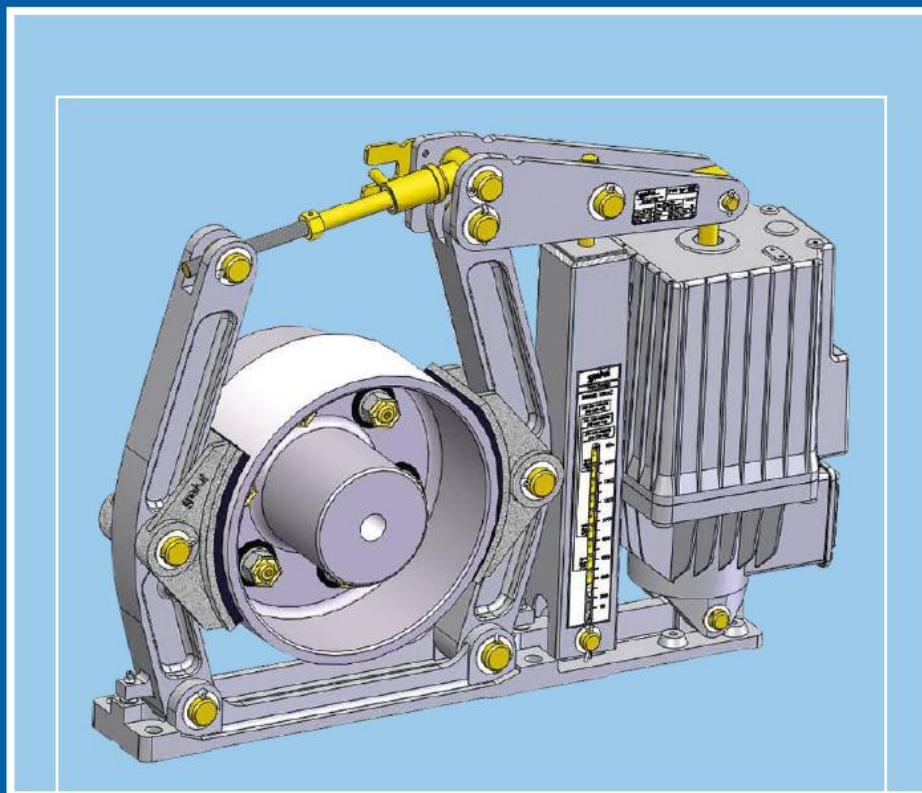
Pohony s konstantními otáčkami

NORD
DRIVESYSTEMS

**22,0 kW**

P ₁ [kW]	n ₂ [min ⁻¹]	M ₂ [Nm]	f _B	i _{ges}	F _R [kN]	F _A [kN]	F _{R VL} [kN]	F _{A VL} [kN]		kg	mm H
22,0	15	14371	1,8	100,89	45,1	80,8	102,9	130,0	SK 9382 - 180 LH/4	827	C95
	18	11850	2,0	83,19	44,8	77,5	98,7	128,1			
	20	10283	2,3	72,19	44,5	76,1	96,1	125,1			
	23	9294	2,6	65,25	44,2	74,5	94,0	122,7			
	27	7904	3,0	55,49	43,6	72,3	90,8	118,8			
	30	6900	3,5	48,44	42,9	70,1	88,1	115,6	SK 8382 - 180 LH/4	525	C93
	35	5973	4,0	41,93	42,0	67,3	85,2	112,0			
	14	14701	0,8	103,21	19,3	39,7	75,6	105,0			
	16	12954	0,9	90,94	21,6	41,8	75,5	105,0			
	19	10781	1,1	75,69	24,2	44,0	74,8	105,0			
	23	9290	1,2	65,22	25,7	44,8	73,8	105,0	SK 8282 - 180 LH/4	521	C92
	26	8180	1,5	57,43	26,4	45,3	72,6	104,5			
	31	6809	1,8	47,80	27,2	45,0	70,8	101,7			
	34	6209	1,7	43,59	27,8	45,3	70,1	100,7			
	41	5111	2,4	35,88	27,5	43,8	67,4	96,9			
	48	4404	2,7	30,92	27,3	42,7	65,6	94,3	SK 7382 - 180 LH/4	400	C91
	52	4035	2,5	28,33	27,4	42,4	64,6	92,8			
	60	3490	3,0	24,50	27,0	41,1	62,6	89,9			
	25	8478	0,8	59,52	15,3	29,7	58,8	80,0			
	28	7603	0,9	53,38	17,1	31,6	58,9	80,0	SK 7282 - 180 LH/4	393	C90
	32	6646	1,1	46,66	18,2	32,5	58,3	80,0			
	40	5259	1,3	36,92	19,2	32,6	56,3	80,0			
	48	4333	1,5	30,42	19,6	32,5	54,6	79,4			
	55	3829	1,7	26,88	19,9	32,2	53,5	77,8	SK 6382 - 180 LH/4	327	C89
	63	3342	2,0	23,46	19,9	31,9	52,2	75,9			
	43	4934	1,2	34,64	20,2	33,9	56,5	80,0			
	55	3830	1,5	26,89	20,5	33,2	54,0	78,5			
	64	3258	1,8	22,87	20,4	32,5	52,5	76,2	SK 6282 - 180 LH/4	330	C88
	74	2845	2,0	19,97	20,3	31,7	51,0	74,1			
	91	2320	2,8	16,29	19,6	30,0	48,5	70,8			
	35	6048	0,8	42,46	13,3	24,8	44,5	60,0			
	41	5176	0,9	36,34	14,6	26,1	44,1	60,0	SK 5282 - 180 LH/4	246	C86
	48	4403	1,0	30,91	15,6	26,6	43,5	60,0			
	51	4091	1,1	28,72	15,9	26,9	43,1	60,0			
	60	3478	1,3	24,42	16,4	26,9	42,3	60,0			
	49	4259	1,1	29,90	16,5	28,0	44,1	60,0	SK 5282 - 180 LH/4	246	C86
	57	3711	1,2	26,05	16,9	28,0	43,2	60,0			
	64	3269	1,4	22,95	17,1	27,7	42,4	60,0			
	79	2664	1,7	18,70	16,9	26,9	40,8	58,3			
	99	2112	2,1	14,83	16,6	25,6	38,9	55,7	SK 5282 - 180 LH/4	246	C86
	119	1759	2,5	12,35	16,4	24,8	37,4	53,8			
	139	1516	2,8	10,64	16,1	23,9	36,2	52,1			
	157	1338	2,1	9,39	15,4	22,6	34,8	50,1			
	189	1114	2,4	7,82	15,0	21,6	33,4	48,1			
	59	3561	0,8	25,00	7,8	15,6	26,6	40,0	SK 5282 - 180 LH/4	246	C86
	72	2900	1,1	20,36	8,4	15,9	25,9	40,0			
	78	2689	1,0	18,88	9,0	16,7	26,0	40,0			
	84	2506	1,1	17,59	8,8	16,4	25,5	40,0			
	96	2191	1,2	15,38	9,1	16,5	25,2	40,0			
	113	1852	1,4	13,00	9,2	16,2	24,4	40,0	SK 5282 - 180 LH/4	246	C86
	138	1526	1,6	10,71	9,4	16,1	23,6	39,3			
	156	1347	1,7	9,46	9,4	15,9	23,1	38,5			
	170	1239	1,9	8,70	9,1	15,2	22,5	37,5			
	206	1021	2,1	7,17	9,0	14,8	21,7	36,2			
	233	902	2,3	6,33	8,9	14,5	21,1	35,2	SK 5282 - 180 LH/4	246	C86
	258	813	2,2	5,71	8,8	14,2	20,6	34,5			
	279	754	2,3	5,29	8,7	13,9	20,3	33,9			
	294	714	2,4	5,01	8,7	13,8	20,0	33,5			
	341	615	2,5	4,32	8,5	13,2	19,4	32,4			

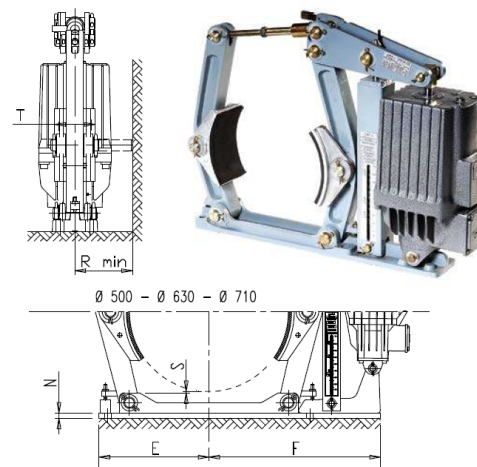
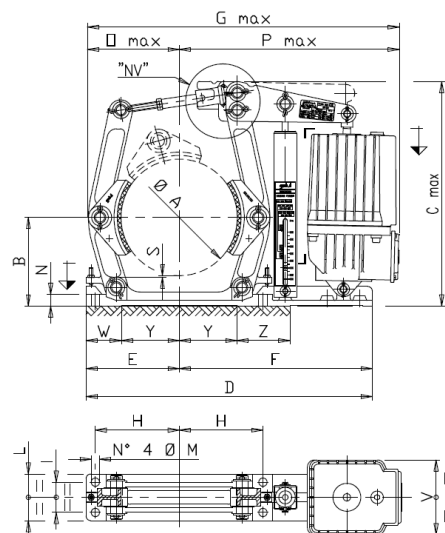


Příloha č. 4 - Dvoučelist'ová brzda ELHY - N(NV).400.HYD.051/06

Freni a Ceppi
Shoe Brakes



Freins a Sabots
Trommelbremsen



Freno tipo Brake type Frein type Bremse Typ	Cf ⁽¹⁾ (μ=0,42) mln-max [N•m]	Ø A	B	C max	D	E	F	G max	H	I	L	Ø M	N	O max	P max	R mln	S	T (CD)	T ⁽²⁾ (CL)	W	Y	V	Z	Massa ⁽³⁾ Mass ⁽³⁾ Masse ⁽³⁾ Masse ⁽³⁾ [kg]
N(NV).160.HYD.023/05 ⁽²⁾	25 - 250	160	130	383	480	140	340	530	120	55	100	12	20	132	398	84	5	55	85	55	85	160	92	23
N(NV).160.HYD.024/05 ⁽²⁾	25 - 250	160	130	383	480	140	340	530	120	55	100	12	20	132	398	84	5	55	85	55	85	160	92	22
N(NV).200.HYD.023/05	29 - 310	200	160	402	538	170	368	588	145	55	100	14	23	161	427	106	4	70	105	65	105	160	100	27
N(NV).200.HYD.024/05	29 - 310	200	160	402	538	170	368	588	145	55	100	14	23	161	427	106	4	70	105	65	105	160	100	26
N(NV).200.HYD.030/05	29 - 400	200	160	467	538	170	368	588	145	55	100	14	23	161	427	106	4	70	105	65	105	160	100	31
N(NV).200.HYD.031/05	29 - 400	200	160	467	538	170	368	588	145	55	100	14	23	161	427	106	4	70	105	65	105	160	100	29
N(NV).250.HYD.023/05	43 - 330	250	190	481	615	200	415	671	180	65	100	18	25	197	474	127	3	90	135	76	124	160	114	35
N(NV).250.HYD.024/05	43 - 330	250	190	481	615	200	415	671	180	65	100	18	25	197	474	127	3	90	135	76	124	160	114	34
N(NV).250.HYD.030/05	43 - 440	250	190	481	615	200	415	670	180	65	100	18	25	197	473	127	3	90	135	76	124	160	114	39
N(NV).250.HYD.031/05	43 - 440	250	190	481	615	200	415	670	180	65	100	18	25	197	473	127	3	90	135	76	124	160	114	37
N(NV).250.HYD.050/06	43 - 720	250	190	552	615	200	415	699	180	65	100	18	25	197	502	127	3	90	135	76	124	190	114	51
N(NV).250.HYD.051/06	43 - 720	250	190	552	615	200	415	684	180	65	100	18	25	197	487	127	3	90	135	76	124	190	114	44
N(NV).315.HYD.030/05	95 - 520	315	230	595	722	240	482	784	220	80	110	18	28	244	540	153	1,5	110	165	80	160	160	140	60
N(NV).315.HYD.031/05	95 - 520	315	230	595	722	240	482	784	220	80	110	18	28	244	540	153	1,5	110	165	80	160	160	140	58
N(NV).315.HYD.050/06	95 - 870	315	230	595	722	240	482	812	220	80	110	18	28	244	568	153	1,5	110	165	80	160	190	140	70
N(NV).315.HYD.051/06	95 - 870	315	230	595	722	240	482	797	220	80	110	18	28	244	553	153	1,5	110	165	80	160	190	140	63
N(NV).315.HYD.080/06	95 - 1550	315	230	595	722	240	482	812	220	80	110	18	28	244	568	153	1,5	110	165	80	160	190	140	71
N(NV).315.HYD.081/06	95 - 1550	315	230	595	722	240	482	797	220	80	110	18	28	244	553	153	1,5	110	165	80	160	190	140	64
N(NV).400.HYD.050/06	250 - 860	400	280	731	850	295	555	939	270	100	140	22	33	297	642	188	3	140	210	100	195	190	155	95
N(NV).400.HYD.051/06	250 - 860	400	280	731	850	295	555	924	270	100	140	22	33	297	627	188	3	140	210	100	195	190	155	88
N(NV).400.HYD.080/06	250 - 1620	400	280	731	850	295	555	939	270	100	140	22	33	297	642	188	3	140	210	100	195	190	155	96